PRZEPISY

PUBLIKACJA 8/P

OBLICZANIE WAŁÓW KORBOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

styczeń
2021

Publikacje P (Przepisowe) wydawane przez Polski Rejestr Statków
są uzupełnieniem lub rozszerzeniem Przepisów i stanowią
wymagania obowiązujące tam, gdzie mają zastosowanie.

GDAŃSK

Publikacja 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników spalinowych – styczeń 2021, stanowi rozszerzenie wymagań *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze* oraz *Części VII – Silniki, mechanizmy, kotły i zbiorniki ciśnieniowe*, *Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich*.

Publikacja została zatwierdzona przez Zarząd PRS S.A. w dniu21 grudnia 2020 r. i wchodzi w życie z dniem 1 stycznia 2021 r.

Niniejsza publikacja zastępuje *Publikację 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych – lipiec 2018*.

© Copyright by Polski Rejestr Statków S.A., 2021

PRS/RP, 01/2022

SPIS TREŚCI

Str.

1 Postanowienia ogólne ... 5
1.1 Zakres zastosowania ... 5
1.2 Zasady obliczeń ... 5
1.3 Rysunki i dane do obliczeń ... 6

2 Obliczanie naprężeń ... 8
2.1 Obliczanie zmiennych naprężeń spowodowanych momentami zginającymi i siłami promieniowymi ... 8
2.2 Obliczanie zmiennych naprężeń skrętnych ... 13

3 Obliczenia współczynników spiętrzenia naprężeń ... 14
3.1 Postanowienia ogólne ... 14
3.2 Rejon przejścia ramienia wykorbienia w czop korbowy ... 16
3.3 Rejon przejścia ramienia wykorbienia w czop główny (nie stosować do obliczeń wałów składanych) ... 17
3.4 Rejon wylotu kanału olejowego w czopie korbowym ... 18

4 Dodatkowe zmienne naprężenia zginające ... 18

5 Obliczanie zmiennych naprężeń zredukowanych ... 18
5.1 Postanowienia ogólne ... 18
5.2 Zmienne naprężenia zredukowane ... 19

6 Obliczanie wytrzymałości zmęczeniowej wału korbowego ... 19

7 Obliczanie połączeń skurczowych półskładanych wałów korbowych ... 20
7.1 Postanowienia ogólne ... 20
7.2 Największa dopuszczalna średnica otworu w czopie głównym ... 21
7.3 Wymagany minimalny naddatek dla połączenia skurczowego ... 21
7.4 Maksymalny dopuszczalny naddatek dla połączenia skurczowego ... 21

8 Kryterium akceptacji ... 22

Załącznik I Definicja współczynnika spiętrzenia naprężeń w zaokrąglonych przejściach wału korbowego ... 29
3

Załącznik II Współczynnik spiętrzenia naprężeń i rozkład naprężeń na krawędziach kanałów olejowych ... 24

Załącznik III Wytyczne dotyczące obliczeń współczynników spiętrzenia naprężeń w zaokrąglonych przejściach ramienia wykorbienia wałów korbowych metodą elementów skończonych ... 25

Załącznik IV Instrukcje dotyczące oceny prób zmęczeniowych ... 32

Załącznik V Wytyczne dotyczące obliczeń łuków przejść oraz otworów wylotowych kanałów olejowych z obróbką powierzchniową ... 43

Załącznik VI Wytyczne dotyczące obliczania współczynników spiętrzania naprężeń otworów wylotowych kanałów olejowych wałów korbowych poprzez wykorzystanie metody elementów skończonych ... 56

1 POSTANOWIENIA OGÓLNE

1.1 Zakres zastosowania

1.1.1 Wymagania niniejszej *Publikacji* mają zastosowanie do określania wymiarów wałów korbowych wysokoprężnych silników spalinowych, przeznaczonych do napędów głównych i pomocniczych, gdzie silniki te są tak zaprojektowane, że mogą pracować ciągle z mocą znamionową przy obrotach znamionowych.

Wały korbowe niespełniające wymagań niniejszej *Publikacji* podlegają każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS. Wymagane jest dostarczenie do PRS możliwie jak najdokładniejszych obliczeń lub pomiarów.

W przypadku gdy:
- rejony łuków przejścia ramion wykorbienia w czopy są poddawane specjalnej obróbce,
- parametry zmęczeniowe są sprawdzone,
- naprężenia robocze (rzeczywiste) są określone pomiarami,

PRS może po analizie tych danych zatwierdzić dany wał korbowy.

1.1.2 Wymagania niniejszej *Publikacji* mają zastosowanie do wałów korbowych jednolitych kutych i do wałów półskładanych, z odkutymi lub odlanymi wykorbieniami, z jednym wykorbieniem pomiędzy łożyskami głównymi.

1.2 Zasady obliczeń

Obliczenia wału korbowego w oparciu o wytrzymałość zmęczeniową prowadzą do obliczeniowej oceny wystąpienia zagrożenia w rejonach największych naprężeń.

Obliczenia oparte są również na założeniu, że rejonami największych naprężeń są:
- łuki przejścia pomiędzy czopem korbowym a ramieniem wykorbienia oraz pomiędzy ramieniem wykorbienia a czopem głównym,
- otwory wylotowe kanałów olejowych w czopach korbowych.

Gdy średnica czopa głównego jest równa średnicy czopa korbowego lub większa od niej, otwory wylotowe kanałów olejowych w czopie głównym powinny być ukształtowane w ten sam sposób jak dla kanałów olejowych czopa korbowego. W innym przypadku może być wymagane dostarczenie dodatkowej dokumentacji na temat wytrzymałości zmęczeniowej.

Kanały olejowe w czopach głównych i korbowych powinny być tak ukształtowane, aby współczynnik bezpieczeństwa wytrzymałości zmęczeniowej w rejonie wylotów kanałów był nie mniejszy niż współczynnik zaakceptowany dla ww. łuków przejść. Na żądanie PRS producent silnika powinien przedłożyć obliczenia uzasadniające przyjęcie zaproponowanych kanałów olejowych.

W odniesieniu do wałów korbowych jednolitych obliczenia należy przeprowadzić:
- dla rejonu łuku przejścia czopa korbowego w ramię wykorbienia,
- dla rejonu łuku przejścia czopa głównego w ramię wykorbienia.

Dla wałów korbowych półskładanych wystarczające jest wykonanie obliczeń tylko dla rejonu łuku przejścia czopa korbowego w ramię wykorbienia, pod warunkiem że w odniesieniu do skurczowego osadzenia czopa głównego w wykorbieniu spełnione są wymagania określone w podrozdziale 7.2.

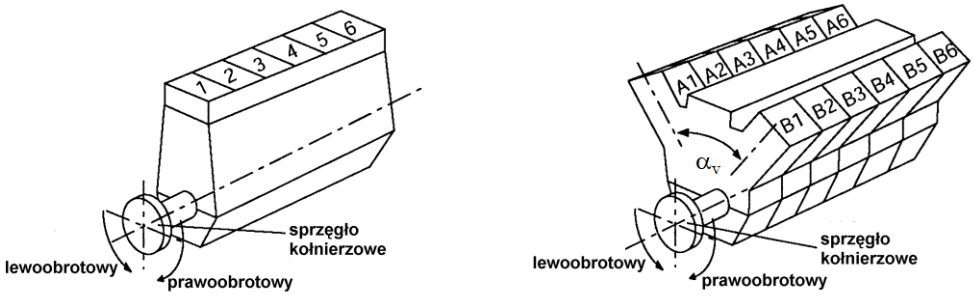
Obliczenie spiętrzenia naprężeń i zsumowanie zgodnie z podanymi wzorami pozwalają na obliczenie zmiennych naprężeń zredukowanych.

Zmienne naprężenia zredukowane należy porównać z wytrzymałością zmęczeniową na zginanie materiału wału korbowego w rozpatrywanym rejonie. Porównanie to pozwala stwierdzić, czy rozpatrywany wał korbowy ma prawidłowe wymiary.

Obliczenia powinny być przeprowadzane dla obciążeń występujących w silniku przy mocy znamionowej i przy znamionowej prędkości obrotowej.

1.3 Rysunki i dane do obliczeń

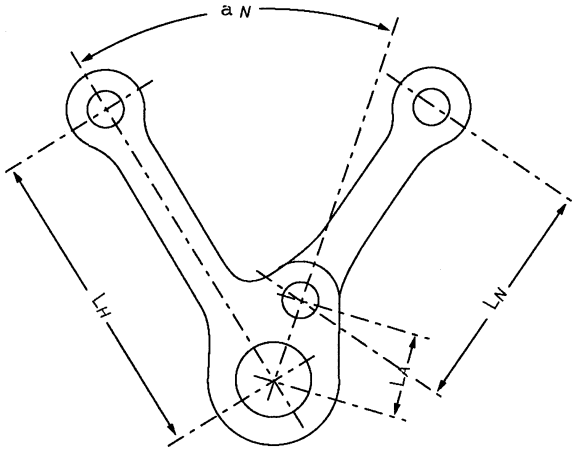
Do zweryfikowania przez PRS poprawności obliczeń wału korbowego potrzebne są następujące dane, informacje i rysunki, które zobowiązany jest dostarczyć producent silnika:
- moc znamionowa silnika [kW];
- znamionowa prędkość obrotowa silnika [obr/min];
- typ i rodzaj silnika (rzędowy, widlasty z korbowodami widlastymi, przegubowymi);
- rodzaj pracy i sposób spalania (2-suwowy lub 4-suwowy, wtrysk bezpośredni, komora wstępna itp.);
- liczba cylindrów;
- rysunek wału korbowego, który musi zawierać wszystkie wymiary potrzebne do obliczeń wału;
- kierunek obrotów (patrz rys. 1.3-1);
- kolejność zapłonu z odpowiednimi odstępami zapłonu *i*, (gdy zachodzi taka potrzeba) kąt rozchylenia α_v (patrz rys. 1.3-1);



Rys. 1.3-1. Układ konstrukcyjny cylindrów

- dane do określania zmiennych obciążeń skręcających, patrz pkt. 2.2;
- dla mocy znamionowej i znamionowej prędkości obrotowej silnika promieniowe składowe sił gazowych i masowych dla pełnego cyklu pracy, które korbowód (korbowody) przenosi (przenoszą) na czop korbowy, podawane dla równych odstępów narastającego kąta obrotu wału korbowego. (Odstępy powinny być nie większe niż 5°. Przy silnikach widlastych całkowita wielokrotność odstępów powinna dawać kąt rozwidlenia cylindrów. Przy tych silnikach należy równoczesne promieniowe składowe sił od obu korbowodów dodawać algebraicznie i podać jako jedną siłę. Gdy sumaryczne siły promieniowe na poszczególnych czopach korbowych przy tych silnikach okażą się różne z racji przyjętej kolejności zapłonów, trzeba przyjąć tę sumaryczną siłę, dla której $P_{max} - P_{min}$ w cyklu pracy jest największe.);
- założone przez producenta silnika dopuszczalne, sumaryczne zmienne naprężenia skrętne od drgań skrętnych wału korbowego i od silnika, występujące w cylindrycznych odcinkach czopa korbowego i czopa głównego;
- średnica cylindra [mm];
- skok tłoka [mm];
- maksymalne ciśnienie spalania P_{max} [MPa];
- ciśnienie powietrza doładowującego [MPa] (przed zaworem wlotowym lub oknem przepłukującym, w zależności co jest zastosowane);

- nominalny stopień sprężania [–];
- długość korbowodu L_H [mm];
- wszystkie masy posuwisto-zwrotne oddziaływujące na jedno wykorbienie [kg];
- dla silników z korbowodem przegubowym, zwanym też przyczepnym lub bocznym (patrz rys. 1.3-2):
  - odległość punktu łączącego L_A [mm],
  - kąt rozwidlenia α_N [°],
  - długość korbowodu bocznego (przyczepnego) L_N [mm];
- dla cylindra z korbowodem przegubowym (zwanym też przyczepnym lub bocznym):
  - maksymalne ciśnienie spalania P_{max} [MPa],
  - ciśnienie powietrza doładowującego [MPa] (przed zaworem wlotowym lub oknem przepłukującym, w zależności od tego, co jest zastosowane);
- własności mechaniczne materiału (minimalne wartości uzyskane z próbek wzdłużnych) wymagane przez PRS:
  - gatunek materiału (zgodnie z PN lub EN lub DIN lub ISO lub AISI itp.),
  - wytrzymałość na rozciąganie [MPa],
  - granica plastyczności [MPa],
  - przewężenie powierzchni przy zerwaniu [%],
  - wydłużenie A_5 [%],
  - udarność KV [J],
  - sposób odlewania materiału (piec martenowski, elektryczny itp.),
  - rodzaj kucia (kucie swobodne, z zachowaniem ciągłości włókien, matrycowe itp. z opisem procesu kucia),
  - każdy rodzaj obróbki powierzchniowej przejść lub otworów wylotowych kanałów olejowych z opisem umożliwiającym obliczenia według Załącznika V;
- dane dla określania zmiennych naprężeń skrętnych, patrz pkt. 2.2.



Rys. 1.3-2. Korbowód przegubowy (przyczepny)

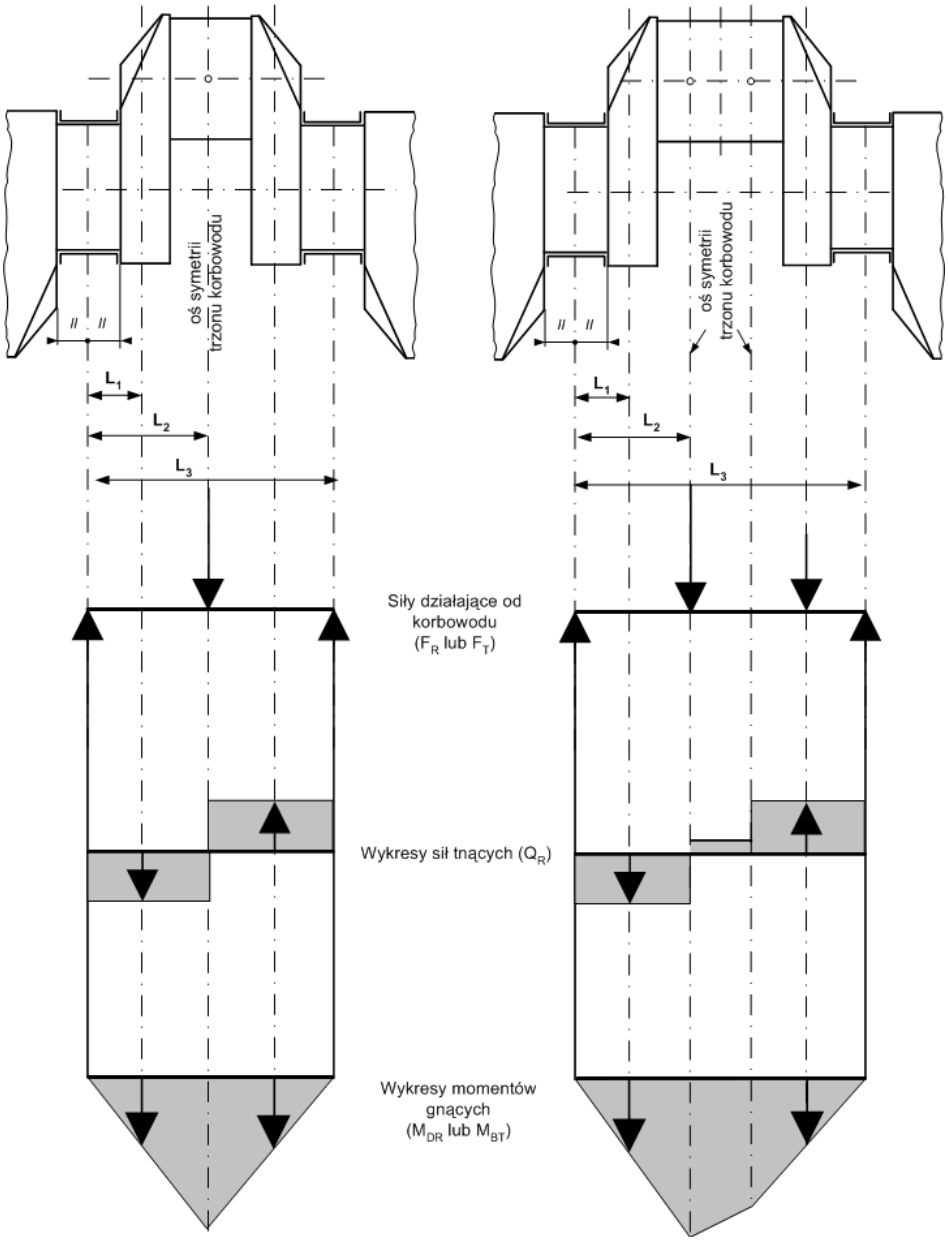
2 OBLICZANIE NAPRĘŻEŃ

2.1 Obliczanie zmiennych naprężeń spowodowanych momentami zginającymi i siłami promieniowymi

2.1.1 Założenia

W przyjętej metodzie obliczeniowej modelem obliczeniowym jest układ statycznie wyznaczalny na dwóch przesuwnych podporach, który tworzy jedno wyrwane wykorbienie z dwoma przyległymi do niego czopami głównymi podpartymi w środku ich łożysk. Wykorbienie to jest obciążone zmiennymi siłami: siłą gazową i i siłą bezwładności mas.

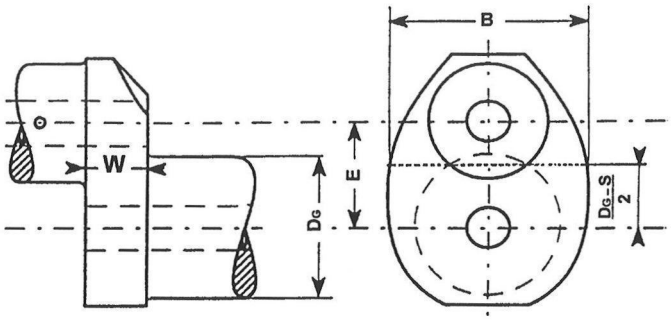
Zginanie jest rozpatrywane na długości L_3 pokazanej na rys. 2.1.1.



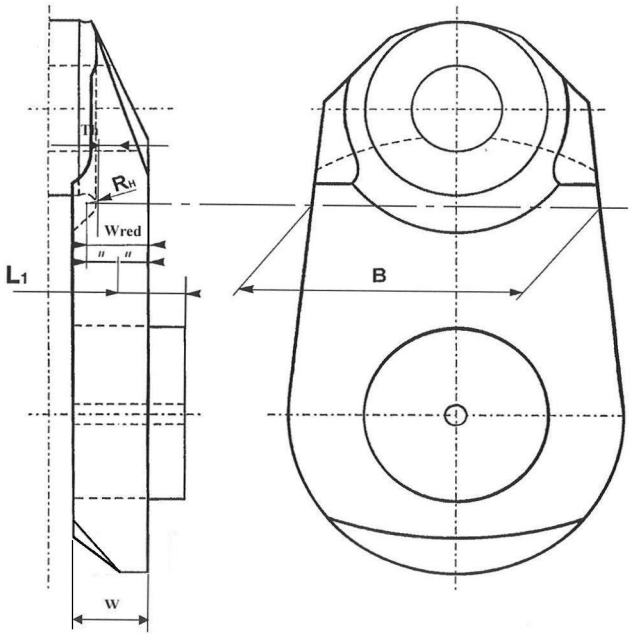
Rys. 2.1.1. Wykorbienie silnika rzędowego i widlastego z układem korbowodów bliźniaczych

Momenty zginające M_{BR},i M_{BT} obliczane są w danym przekroju, przy założeniu trójkątnego przebiegu wykresu momentu zginającego pochodzącego od sił promieniowych F_R oraz sił stycznych F_T, pochodzących od sił działających na korbowód wg rys. 2.1.1. W przypadku silników widlastych, gdzie dwa korbowody działają na jeden czop korbowy, dany moment zginający otrzymuje się przez zsumowanie dwóch momentów o przebiegach trójkątnych (na wykresie) z uwzględnieniem odpowiedniego kąta fazowego.

L_1 – odległość pomiędzy środkiem łożyska głównego a środkiem ramienia wykorbienia (na rys. 2.1.1.1 pokazany jest przypadek wykorbienia bez zachodzenia czopów).
L_2 – odległość pomiędzy środkiem łożyska głównego a osią korbowodu.
L_3 – odległość pomiędzy środkami dwóch sąsiednich łożysk głównych.



Wykorbienie z zachodzącymi na siebie czopami



Wykorbienie bez zachodzenia na siebie czopów

Rys. 2.1.1.1. Powierzchnia przekroju poprzecznego ramienia wykorbienia

2.1.1.1 Momenty zginające i siły promieniowe działające na ramieniu wykorbienia wału korbowego

Moment zginający M_{BRF} oraz siła promieniowa Q_{RF} są przyjmowane jako działające w środku ramienia wykorbienia (odległość L_1). Pochodzą one od składowej promieniowej sił działających od korbowodu.

Zmienne naprężenia zginające oraz ściskające spowodowane momentami gnącymi i siłami promieniowymi powinny być odniesione do powierzchni przekroju poprzecznego ramienia wykorbienia, którą tworzy iloczyn grubości W i szerokości B (rys. 2.1.1.1).

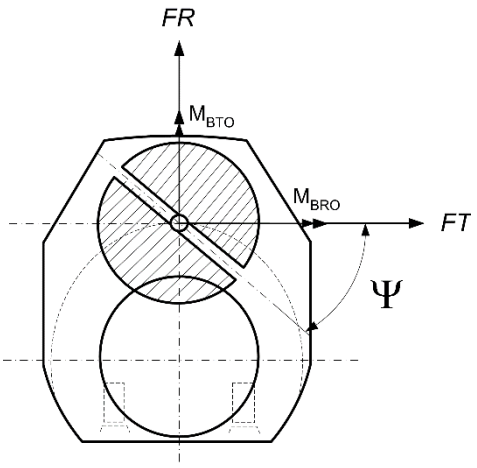
Pośrednie wartości naprężeń można pominąć.

2.1.1.2 Momenty zginające działające na wyloty kanałów olejowych w czopie korbowym

Dwa powiązane ze sobą momenty zginające określane są w przekroju poprzecznym czopa korbowego przechodzącym przez kanał olejowy (rys. 2.1.1.2):
M_{BRO} – moment zginający powstały od promieniowej składowej sił działających od korbowodu [Nm].
M_{BTO} – moment zginający powstały od stycznej składowej sił działających od korbowodu [Nm].

Naprężenia zmienne spowodowane momentami zginającymi powinny być określane dla pola przekroju poprzecznego czopa korbowego wierconego osiowo.

Pośrednie wartości naprężeń zginających można pominąć.



Rys. 2.1.1.2. Przekrój poprzeczny czopa korbowego przez kanał olejowy

2.1.2 Obliczanie zmiennych naprężeń zginających i ściskających w ramieniu korby

W zasadzie obliczenia należy przeprowadzić dla promieniowych i stycznych składowych sił gazowych i bezwładnościowych dla wszystkich położeń wykorbienia podczas jednego pełnego cyklu pracy. Po uzgodnieniu z PRS może być stosowany uproszczony sposób obliczania tych składowych.

Stosując siły obliczone w czasie jednego cyklu pracy oraz przyjmując odległość kierunku ich działania na czop od środka łożyska głównego, oblicza się i tworzy wykresy zmiennych w czasie momentów M_{BRF}, M_{BRO}, M_{BTO} oraz sił promieniowych Q_{RF} – jak określono w punktach 2.1.1.1 i 2.1.1.2.

Dla silników widlastych momenty zginające wywołane działaniem sił bezwładności i gazowych dwóch tłoków działających na jedno wykorbienie powinny być zsumowane odpowiednio do układu kinematycznego (korbowody bliźniacze, korbowód z rozwidloną stopą i korbowód wewnętrzny, układ korbowodu głównego i bocznego) z uwzględnieniem przesunięcia fazowego.

Gdy wykorbienia w jednym wale korbowym mają różne wymiary, obliczenia należy przeprowadzić dla wszystkich wersji wykorbień.

Krytyczne zmienne wartości wynoszą:

$$[X_N] = \pm\frac{1}{2}[X_{\max} - X_{\min}]$$

gdzie:
X_N – rozpatrywana zmienna wartość siły, momentu bądź naprężenia,
$X_{\max}$ – maksymalna wartość w czasie jednego cyklu roboczego,
$X_{\min}$ – minimalna wartość w czasie jednego cyklu roboczego.

2.1.2.1 Zmienne naprężenia zginające i ściskające obliczone dla poprzecznego przekroju ramienia wykorbienia

Nominalna wartość zmiennych naprężeń zginających i ściskających wynosi:

$$\sigma_{BFN} = \pm\frac{M_{BRFN}}{W_{eqw}} \cdot 10^3 \cdot K_e \quad \text{[MPa]} \qquad (2.1.2.1\text{-}1)$$

$$\sigma_{QFN} = \pm\frac{Q_{RFN}}{F} \cdot 10^3 \cdot K_e \quad \text{[MPa]} \qquad (2.1.2.1\text{-}2)$$

gdzie:
σ_{BFN} – nominalne zmienne naprężenie zginające w ramieniu korby [MPa],
M_{BRFN} – zmienny moment zginający odniesiony do środka ramienia korby (rys. 2.1.1) [Nm]

$$M_{BRFN} = \pm\frac{1}{2}\left[M_{BRF_{\max}} - M_{BRF_{\min}}\right] \quad \text{[Nm]} \qquad (2.1.2.1\text{-}3)$$

W_{eqw} – wskaźnik wytrzymałości na zginanie dla rozpatrywanego przekroju ramienia wykorbienia [mm³]

$$W_{eqw} = \frac{B \cdot W^2}{6} \quad \text{[mm}^3\text{]} \qquad (2.1.2.1\text{-}4)$$

K_e – współczynnik empiryczny uwzględniający w pewnym zakresie podatność łożysk i wpływ sąsiednich wykorbień:
K_e = 0,8 dla silników dwusuwowych,
K_e = 1,0 dla silników czterosuwowych,

σ_{QFN} – nominalne zmienne naprężenie ściskające w ramieniu korby [MPa],
Q_{RFN} – zmienna siła promieniowa odniesiona do ramienia korby (rys. 2.1.1) [N]

$$Q_{RFN} = \pm\frac{1}{2}\left[Q_{RF_{\max}} - Q_{RF_{\min}}\right] \quad \text{[N]} \qquad (2.1.2.1\text{-}5)$$

F – powierzchnia rozpatrywanego przekroju ramienia wykorbienia [mm²]

$$F = B \cdot W \quad \text{[mm}^2\text{]} \qquad (2.1.2.1\text{-}6)$$

2.1.2.2 Zmienne naprężenia zginające obliczone dla wylotów kanałów olejowych w czopie korbowym

Nominalna wartość zmiennych naprężeń zginających wynosi:

$$\sigma_{BON} = \pm \frac{M_{BON}}{W_e} \cdot 10^3 \quad [\text{MPa}] \tag{2.1.2.2-1}$$

gdzie:

σ_{BON} – nominalne zmienne naprężenie zginające odniesione do średnicy czopa korbowego [MPa],

M_{BON} – zmienny moment zginający działający na wylocie kanału olejowego w czopie korbowym [Nm].

$$M_{BON} = \pm \frac{1}{2}\left[M_{BO_{\max}} - M_{BO_{\min}}\right] \quad [\text{Nm}] \tag{2.1.2.2-2}$$

$$M_{BO} = (M_{BT} \cdot \cos\psi + M_{BRO} - \sin\psi) \tag{2.1.2.2-3}$$

gdzie:

ψ – kątowe położenie kanału olejowego (patrz rys. 2.1.1.2) [°]

W_e – wskaźnik wytrzymałości na zginanie dla rozpatrywanego przekroju poprzecznego czopa korbowego wierconego osiowo [mm³]

$$W_e = \frac{\pi}{32}\left[\frac{D^4 - D_{BH}^4}{D}\right] \quad [\text{mm}^3] \tag{2.1.2.2-4}$$

2.1.3 Obliczanie zmiennych naprężeń zginających w rejonie łuków przejść

Obliczenia naprężeń należy wykonać zarówno dla łuków przejść czopa korbowego jak i czopa głównego.

Zmienne naprężenia zginające w rejonie przejścia wykorbienia w czop korbowy należy obliczać wg wzoru:

$$\sigma_{BH} = \pm (\alpha_B \cdot \sigma_{BN}) \quad [\text{MPa}] \tag{2.1.3-1}$$

gdzie:

α_B – współczynnik spiętrzenia naprężeń zginających dla rejonu przejścia wykorbienia w czop korbowy (patrz wzór 3.2-1).

Zmienne naprężenia zginające w rejonie przejścia wykorbienia w czop główny należy obliczać wg wzoru (nie ma zastosowania do wałów składanych):

$$\sigma_{BG} = \pm (\beta_B \cdot \sigma_{BN} + \beta_Q \cdot \sigma_{QN}) \quad [\text{MPa}] \tag{2.1.3-2}$$

gdzie:

β_B – współczynnik spiętrzenia naprężeń zginających dla rejonu przejścia wykorbienia w czop główny (patrz wzór 3.3-1),

β_Q – współczynnik spiętrzenia naprężeń ściskających od siły promieniowej (patrz wzór 3.3-2).

2.1.4 Obliczanie zmiennych naprężeń zginających w rejonie wylotów kanałów olejowych w czopie korbowym

Zmienne naprężenia zginające w rejonie wylotów kanałów olejowych w czopie korbowym należy obliczać wg wzoru:

$$\sigma_{BO} = \pm (\gamma_B \cdot \sigma_{BON}) \quad [\text{MPa}] \tag{2.1.4-1}$$

gdzie:

γ_B – współczynnik spiętrzenia naprężeń zginających dla rejonu wylotów kanałów olejowych w czopie korbowym (patrz wzór 3.4-1).

2.2 Obliczanie zmiennych naprężeń skrętnych

2.2.1 Postanowienia ogólne

Obliczanie zmiennych naprężeń skrętnych pochodzących od drgań skrętnych powinno być wykonane przez producenta silnika zgodnie z pkt. 2.2.2.

Maksymalną wartość zmiennych naprężeń skrętnych określa producent silnika.

2.2.2 Obliczenie nominalnych zmiennych naprężeń skrętnych

Należy określić minimalne i maksymalne momenty skręcające dla każdego punktu masowego układu i dla całego zakresu prędkości obrotowej silnika przez określenie składowych harmonicznych pochodzących od wymuszeń silnikowych rzędów 1÷15 dla silników dwusuwowych i 0,5÷12 dla silników czterosuwowych. Należy przy tym uwzględnić tłumienia istniejące w układzie oraz niekorzystne warunki pracy silnika (brak zapłonu w jednym z cylindrów). Wartości przyrostu prędkości obrotowej, dla których wykonuje się obliczenia powinny być tak dobrane, aby wykres naprężeń mógł być wykonany z wystarczającą dokładnością umożliwiającą wykrycie wszystkich rezonansów w całym zakresie prędkości obrotowej silnika. Na wykresie należy wyraźnie zaznaczyć punkty, które posłużyły do jego sporządzenia.

W przypadku konieczności wprowadzenia zakresu obrotów zabronionych, powinny one być tak ustalone, aby mimo ich obecności możliwe było zadowalające manewrowanie statkiem. Zakres obrotów zabronionych nie może się znajdować powyżej współczynnika prędkości $\lambda \geq 0{,}8$ dla normalnych warunków spalania.

Nominalne zmienne naprężenie skrętne w każdym punkcie konstrukcji wału (tarczy o określonym momencie bezwładności), istotne dla oszacowania wartości bezpiecznych, wynika ze wzoru:

$$\tau_N = \pm \frac{M_{TN}}{W_p} \cdot 10^3 \quad \text{[MPa]} \tag{2.2.2-1}$$

$$M_{TN} = \pm \frac{1}{2}\left[M_{T\max} - M_{T\min}\right] \quad \text{[Nm]} \tag{2.2.2-2}$$

$$W_p = \frac{\pi}{16}\left(\frac{D^4 - D_{BH}{}^4}{D}\right) \quad \text{lub}$$

$$W_p = \frac{\pi}{16}\left(\frac{D_G{}^4 - D_{BG}{}^4}{D_G}\right) \quad \text{[mm}^3\text{]} \tag{2.2.2-3}$$

gdzie:

M_{TN} – nominalny moment obrotowy obciążający czop korbowy lub główny [Nm],
W_p – wskaźnik przekroju na skręcanie, odpowiednio dla czopa korbowego lub głównego [mm^3],
$M_{T\max}$, $M_{T\min}$ – graniczne wartości momentu obrotowego [Nm]

Dla oceny wału korbowego należy brać największą obliczoną wg powyższej metody wartość nominalnych zmiennych naprężeń skrętnych, która pojawi się w najbardziej obciążonym skrętnie punkcie (tarczy) wału korbowego. Jeżeli konieczne jest wprowadzenie zakresów obrotów zabronionych, to naprężenia skrętne w tych zakresach są pomijane przy obliczaniu tego kryterium.

Podstawę do zatwierdzenia dokumentacji wału korbowego powinna stanowić analiza układu napędowego mającego największe nominalne zmienne naprężenia skrętne (ale nieprzekraczające maksymalnej wartości podanej przez producenta silnika).

Dla każdego układu napędowego z silnikiem spalinowym należy przedłożyć odpowiednie obliczenia, wskazujące, że nie nastąpiło przekroczenie zatwierdzonych nominalnych zmiennych naprężeń skrętnych.

2.2.3 Obliczanie zmiennych naprężeń skrętnych w rejonach przejść ramienia wykorbienia w czopy oraz w rejonie wylotów kanałów olejowych w czopie korbowym

Zmienne naprężenia skręcające w rejonie przejścia ramienia wykorbienia w czop korbowy należy obliczać wg wzoru:

$$\tau_H = \pm (\alpha_T \cdot \tau_N) \text{ [MPa]} \quad (2.2.3\text{-}1)$$

gdzie:

α_T –współczynnik spiętrzenia naprężeń skrętnych w rejonie przejścia ramienia korby w czop korbowy (patrz wzór 3.2-2).

Zmienne naprężenia skręcające w rejonie przejścia ramienia wykorbienia w czop główny należy obliczać wg wzoru*:*

$$\tau_G = \pm (\beta_T \cdot \tau_N) \text{ [MPa]} \quad (2.2.3\text{-}2)$$

gdzie:

β_T – współczynnik spiętrzania naprężeń skręcających w rejonie przejścia w czop główny (patrz wzór 3.3-3).

Zmienne naprężenia skręcające w rejonie wylotów kanałów olejowych smarujących czop korbowy należy obliczać wg wzoru:

$$\sigma_{TO} = \pm(\gamma_T \cdot \tau_N) \text{ [MPa]} \quad (2.2.3\text{-}3)$$

gdzie:

γ_T – współczynnik spiętrzania naprężeń skrętnych w rejonie wylotów kanałów olejowych w czopie korbowym (patrz wzór 3.4-2).

3 OBLICZENIA WSPÓŁCZYNNIKÓW SPIĘTRZENIA NAPRĘŻEŃ

3.1 Postanowienia ogólne

Współczynniki spiętrzenia naprężeń należy obliczać wg wzorów podanych w punktach: 3.2, 3.3, 3.4. Współczynniki spiętrzenia naprężeń dla kanałów olejowych mają zastosowanie tylko do kanałów wierconych promieniowo. W przypadku gdy kształt geometryczny wału korbowego nie pozwala na analityczne obliczenie współczynnika spiętrzenia naprężeń, to można zastosować metodę obliczeniową opisaną w Załączniku III.

Współczynniki spiętrzenia naprężeń zginających (α_B, β_B) należy obliczać jako stosunek największych naprężeń zredukowanych (von Misesa), powstających w rejonie przejścia ramienia wykorbienia w czopy na skutek obciążenia siłą promieniową, do nominalnych naprężeń ściskających występujących w środkowym przekroju ramienia wykorbienia (patrz Załącznik I).

Współczynniki spiętrzenia naprężeń skrętnych (α_T, β_T) należy obliczać jako stosunek największych naprężeń skrętnych, powstających w rejonie przejścia ramienia wykorbienia w czopy na skutek obciążeń skrętnych, do nominalnych naprężeń w przekroju poprzecznym wierconego czopa korbowego lub głównego (patrz Załącznik I).

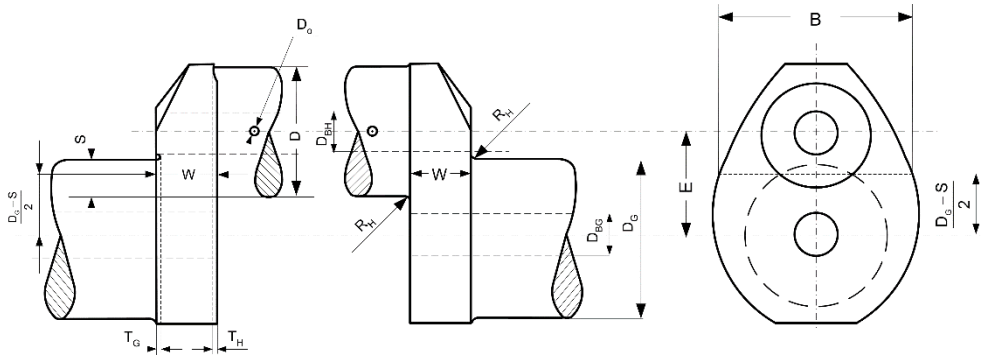
Współczynnik spiętrzenia naprężeń dla ściskania (β_Q) należy obliczać jako stosunek największych naprężeń zredukowanych (von Misesa), powstających w rejonie przejścia ramienia wykorbienia w czop główny na skutek obciążenia siłą promieniową, do naprężeń ściskających w przekroju poprzecznym ramienia wykorbienia.

Współczynnik spiętrzenia naprężeń dla zginania (γ_B) i skręcania (γ_T) należy obliczać jako stosunek największych naprężeń głównych, powstających w rejonie wylotów kanałów olejowych pod wpływem obciążenia zginającego i skręcającego, do odpowiednich nominalnych naprężeń w przekroju poprzecznym wierconego osiowo czopa korbowego (patrz Załącznik II).

W przypadku gdy dostępne są wiarygodne pomiary i/lub obliczenia, które pozwalają na bezpośrednią ocenę współczynników spiętrzania naprężeń, należy przedstawić towarzystwom klasyfikacyjnym odpowiednie dokumenty oraz metody analityczne zastosowane do ich przygotowania, w celu zademonstrowania ich równoważności wobec obliczeń przedstawionych w tych przepisach. Należy zawsze wykonać to w przypadku, gdy wymiary odbiegają od przyjętych w zakresach ważności dla wzorów doświadczalnych przedstawionych w 3.2 do 3.4.

Załączniki III oraz VI opisują, w jaki sposób mogą być zastosowane analizy elementów skończonych do obliczeń współczynników spiętrzania naprężeń. Należy unikać mieszania naprężeń zredukowanych (von Misesa) oraz naprężeń głównych.

Wszystkie wymiary wykorbienia niezbędne do przeprowadzenia obliczeń współczynników spiętrzenia naprężeń pokazano na rys. 3.1.



Rys. 3.1. Wymiary wału korbowego niezbędne do obliczeń współczynników spiętrzenia napręże

D – średnica czopa korbowego [mm],
D_{BH} – średnica współosiowego otworu drążenia w czopie korbowym [mm],
D_o – średnica kanału olejowego w czopie korbowym [mm],
R_H – promień przejścia czopa korbowego w ramię [mm],
T_H – głębokość podcięcia ramienia przy czopie korbowym [mm],
D_G – średnica czopa głównego [mm],
D_{BG} – średnica współosiowego otworu drążenia w czopie głównym [mm],
R_G – promień przejścia czopa głównego w ramię [mm],
T_G – głębokość podcięcia ramienia przy czopie głównym [mm],
E – promień wykorbienia [mm],
S – zachodzenie czopów [mm]:

$$S = \frac{D + D_G}{2} - E \qquad (3.1\text{-}1)$$

W(*) – grubość ramienia wykorbienia [mm],
B(*) – szerokość ramienia wykorbienia [mm].

(*) W przypadku wałów składanych dla silników dwusuwowych:
- gdy $T_H > R_H$, grubość ramienia wykorbienia określa się wzorem: $W_{red} = W - (T_H - R_H)$ [mm] (patrz. rys. 2.1.1.1);
- szerokość ramienia wykorbienia B określa się wg rys. 2.1.1.1.

W obliczeniach współczynników spiętrzenia naprężeń mają zastosowanie wartości określone wzorami podanymi w tabeli 3.1.

Tabela 3.1

Przejście w czop korbowy	Przejście w czop główny
$r = R_H/D$	$r = R_G/D$
$s = S/D$	
$w = W/D$ wały z czopami zachodzącymi na siebie	
$w = W_{red}/D$ wały z czopami niezachodzącymi na siebie	
$b = B/D$	
$d_o = D_o/D$	
$d_G = D_{BH}/D$	
$d_H = D_{BG}/D$	
$t_H = T_H/D$	
$t_G = T_G/D$	

Są one ważne w zakresach, dla których przeprowadzono badania, tj. dla stosunków wymiarów mieszczących się w zakresach:

$$s \le 0{,}5$$
$$0{,}2 \le w \le 0{,}8$$
$$1{,}1 \le b \le 2{,}2$$
$$0{,}03 \le r \le 0{,}13$$
$$0 \le d_G \le 0{,}8$$
$$0 \le d_H \le 0{,}8$$
$$0 \le d_o \le 0{,}2.$$

Dolny zakres parametru s może być obniżony do wartości ujemnej, jeżeli:
- obliczony parametr $f(recess) < 1$, wtedy współczynnik $f(recess)$ nie jest rozpatrywany ($f(recess) = 1$),
- $s < -0{,}5$, wtedy $f(s,w)$ i $f(r,s)$ należy obliczać zastępując aktualną wartość s przez $-0{,}5$.

3.2 Rejon przejścia ramienia wykorbienia w czop korbowy

Współczynnik spiętrzenia naprężeń zginających, α_B, należy określać wg wzoru:

$$\alpha_B = 2{,}6914 \cdot f(s,w) \cdot f(w) \cdot f(b) \cdot f(r) \cdot f(d_G) \cdot f(d_H) \cdot f(recess) \qquad (3.2\text{-}1)$$

$$f(s,w) = -4{,}1883 + 29{,}2004 \cdot w - 77{,}5925 \cdot w^2 + 91{,}9454 \cdot w^3 - 40{,}0416 \cdot w^4 + (1 - s) \cdot (9{,}5440 - 58{,}3480 \cdot w + 159{,}3415 \cdot w^2 - 192{,}5846 \cdot w^3 + 85{,}2916 \cdot w^4) + (1 - s)^2 \cdot (-3{,}8399 + 25{,}0444 \cdot w - 70{,}5571 \cdot w^2 + 87{,}0328 \cdot w^3 - 39{,}1832 \cdot w^4)$$

$$f(w) = 2{,}1790 \cdot w^{0{,}7171}$$

$$f(b) = 0{,}6840 - 0{,}0077 \cdot b + 0{,}1473 \cdot b^2$$

$$f(r) = 0{,}2081 \cdot r^{-0{,}5231}$$

$$f(d_G) = 0{,}9993 + 0{,}27 \cdot d_G - 1{,}0211 \cdot d_G^2 + 0{,}5306 \cdot d_G^3$$

$$f(d_H) = 0{,}9978 + 0{,}3145 \cdot d_H - 1{,}5241 \cdot d_H^2 + 2{,}4147 \cdot d_H^3$$

$$f(recess) = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1{,}8 + 3{,}2 \cdot s)$$

Współczynnik spiętrzenia naprężeń skręcających należy określać wg wzoru:

$$\alpha_T = 0{,}8 \cdot f(r,s) \cdot f(b) \cdot f(w) \qquad (3.2\text{-}2)$$

gdzie:

$f(r,s) = r^{[-0,322 + 0,1015 \cdot (1 - s)]}$

$f(b) = 7,8955 - 10,654 \cdot b + 5,3482 \cdot b^2 - 0,857 \cdot b^3$

$f(w) = w^{-0,145}$

3.3 Rejon przejścia ramienia wykorbienia w czop główny
(nie stosować do obliczeń wałów składanych)

Współczynnik spiętrzenia naprężeń zginających, β_B, należy określać wg wzoru:

$$\beta_B = 2,7146 \cdot f_B(s,w) \cdot f_B(w) \cdot f_B(b) \cdot f_b(r) \cdot f_B(d_G) f_B(d_H) \cdot f(recess) \quad (3.3\text{-}1)$$

gdzie:

$f_B(s,w) = -1,7625 + 2,9821 \cdot w - 1,5276 \cdot w^2 + (1 - s) \cdot (5,1169 - 5,8089 \cdot w + 3,1391 \cdot w^2) + (1 - s)^2 \cdot (-2,1567 + 2,3297 \cdot w - 1,2952 \cdot w^2)$

$f_B(w) = 2,2422 \cdot w^{0,7548}$

$f_B(b) = 0,5616 + 0,1197 \cdot b + 0,1176 \cdot b^2$

$f_B(r) = 0,1908 \cdot r^{(-0,5568)}$

$f_B(d_G) = 1,0012 - 0,6441 \cdot d_G + 1,2265 \cdot d_G^2$

$f_B(d_H) = 1,0022 - 0,1903 \cdot d_H + 0,0073 \cdot d_H^2$

$f(recess) = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1,8 + 3,2 \cdot s)$

Współczynnik spiętrzenia naprężeń ściskających od siły promieniowej, β_Q, należy określać wg wzoru:

$$\beta_Q = 3,0128 \cdot f_Q(s) \cdot f_Q(w) \cdot f_Q(b) \cdot f_Q(r) \cdot f_Q(d_H) \cdot f(recess) \quad (3.3\text{-}2)$$

gdzie:

$f_Q(s) = 0,4368 + 2,1630\,(1 - s) - 1,5212\,(1 - s)^2$

$$f_Q(w) = \frac{w}{0,0637 + 0,9369 \cdot w}$$

$f_Q(b) = -0,5 + b$

$f_Q(r) = 0,5331 \cdot r^{(-0,2038)}$

$f_Q(d_H) = 0,9937 - 1,1949 \cdot d_H + 1,7373 \cdot d_H^2$

$f(recess) = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1,8 + 3,2 \cdot s)$

Współczynnik spiętrzenia naprężeń skręcających, β_T, należy określać wg wzoru:

$$\beta_T = \alpha_T \quad (3.3\text{-}3)$$

jeżeli średnice czopów korbowych i ramowych i promienie przejścia ramienia w czop korbowy i główny są takie same lub:

$$\beta_T = 0,8 \cdot f(r,s) \cdot f(b) \cdot f(w)$$

jeżeli średnice czopów korbowych i ramowych i/lub promienie przejścia ramienia w czop korbowy i główny są różne,

gdzie:

$f(r,s)$, $f(b)$ i $f(w)$ są określone w punkcie 3.2 (patrz obliczanie α_T), przy czym promień przejścia czopa głównego w ramię jest odniesiony do średnicy czopa głównego:

$$r = \frac{R_G}{D_G}. \quad (3.3\text{-}4)$$

3.4 Rejon wylotu kanału olejowego w czopie korbowym

Współczynnik spiętrzenia naprężeń zginających, γ_B, należy określać wg wzoru:

$$\gamma_B = 3 - 5{,}88 \cdot d_o + 34{,}6 \cdot d_o^2 \qquad (3.4\text{-}1)$$

Współczynnik spiętrzenia naprężeń skręcających, γ_T, należy określać wg wzoru:

$$\gamma_T = 4 - 6 \cdot d_o + 30 \cdot d_o^2 \qquad (3.4\text{-}2)$$

4 DODATKOWE ZMIENNE NAPRĘŻENIA ZGINAJĄCE

Zmienne naprężenia zginające w rejonach przejść ramienia wykorbienia w czopy (patrz 2.1.3) należy dodatkowo zwiększyć dla uwzględnienia nieliniowości i deformacji podstawy silnika, a także wzdłużnych i giętnych drgań wału korbowego, o wielkość σ_{add} podaną w tabeli 4.

Tabela 4

Typ silnika	σ_{add} [MPa]
Silniki wodzikowe	±30 (*)
Silniki bezwodzikowe	±10

(*) Dodatkowe naprężenia ±30 [MPa] składają się z dwu składników:
1) dodatkowe naprężenia ±20 [MPa] wynikające z drgań wzdłużnych,
2) dodatkowe naprężenia ±10 [MPa] wynikające z nieliniowości i deformacji podstawy silnika.

W przypadku gdy wyniki obliczeń drgań wzdłużnych kompletnego układu napędowego (silnik/przekładnia/linia wałów/śruba napędowa) są nieosiągalne, to zalecane jest, aby jako składnik dodatkowego naprężenia od drgań wzdłużych przyjmowana była wartość ±20 [MPa]. Natomiast, gdy wyniki takich obliczeń są osiągalne, to można przyjąć wartość naprężenia od drgań wzdłużnych uzyskaną z obliczeń.

5 OBLICZANIE ZMIENNYCH NAPRĘŻEŃ ZREDUKOWANYCH

5.1 Postanowienia ogólne

Zmienne naprężenia zredukowane należy obliczyć zarówno dla rejonu przejścia ramienia wykorbienia w czop korbowy, jak i dla rejonu przejścia ramienia wykorbienia w czop główny, stosując kryterium Von Misesa.

W rejonie przejść, zginanie i skręcanie prowadzą do dwóch różnych dwuosiowych pól naprężeń, które można zastąpić naprężeniem zredukowanym von Misesa, przy założeniu, że naprężenia zginające i skrętne wystąpią w tej samej fazie i odpowiednie wartości szczytowe naprężeń pojawią się w tym samym punkcie (patrz Załącznik I).

W rejonie wylotów kanałów olejowych w czopie korbowym, zginanie i skręcanie prowadzą do dwóch różnych pól naprężeń, które można zastąpić zredukowanym naprężeniem głównym równym maksymalnemu naprężeniu głównemu powstałemu z połączenia tych dwóch pól naprężeń, przy założeniu, że zginanie i skręcanie wystąpią w tej samej fazie (patrz Załącznik II).

Powyższe dwie różne metody obliczania naprężeń zredukowanych prowadzą do uzyskania naprężeń, które mogą być porównane z taką samą wartością wytrzymałości zmęczeniowej wału korbowego, określoną wg kryterium von Misesa.

5.2 Zmienne naprężenia zredukowane

Zmienne naprężenia zredukowane σ_v należy obliczać wg następujących wzorów:

– w rejonie przejścia wykorbienia w czop korbowy:

$$\sigma_v = \pm\sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_H^2} \text{ [MPa]} \quad (5.2\text{-}1)$$

– w rejonie przejścia wykorbienia w czop główny:

$$\sigma_v = \pm\sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3 \cdot \tau_H^2} \text{ [MPa]} \quad (5.2\text{-}2)$$

– w rejonie wylotów kanałów olejowych w czopie korbowym:

$$\sigma_v = \pm\frac{1}{3} \cdot \sigma_{BO} \cdot \left[1 + 2 \cdot \sqrt{1 + \frac{9}{4} \cdot \left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}}\right)^2}\right] \text{ [MPa]} \quad (5.2\text{-}3)$$

6 OBLICZANIE WYTRZYMAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ WAŁU KORBOWEGO

Wytrzymałość zmęczeniową wału korbowego rozumie się jako taką wartość zredukowanych zmiennych naprężeń (von Misesa), jakie wał korbowy może długotrwale przenosić w najbardziej obciążonych punktach rejonów przejść.

Gdy wytrzymałość zmęczeniowa wału korbowego nie może być określona na podstawie wiarygodnych pomiarów, należy określić ją za pomocą następujących wzorów:

– w odniesieniu do średnicy czopa korbowego:

$$\sigma_{DW} = \pm K \cdot (0{,}42 \cdot \sigma_B + 39{,}3) \cdot \left[0{,}264 + 1{,}073 \cdot D^{-0{,}2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_X}}\right] \quad (6\text{-}1)$$

gdzie:
$R_X = R_H$ – w rejonie przejścia wykorbienia,
$R_X = D_o/2$ – w rejonie kanału olejowego;

– w odniesieniu do średnicy czopa głównego:

$$\sigma_{DW} = \pm K \cdot (0{,}42 \cdot \sigma_B + 39{,}3) \cdot \left[0{,}264 + 1{,}073 \cdot D_G^{-0{,}2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_G}}\right] \quad (6\text{-}2)$$

gdzie:

σ_{DW} – dopuszczalna wytrzymałość zmęczeniowa wału korbowego [MPa],

K – współczynnik materiałowy dla różnych typów wałów korbowych niepoddanych obróbce powierzchniowej [–]. Wartości większe niż 1 są stosowane jedynie dla określenia wytrzymałości zmęczeniowej w rejonie przejść wykorbienia,

= 1,05 dla wałów korbowych kutych z zachowaniem ciągłości włókien lub kutych matrycowo,

= 1,0 dla wałów korbowych swobodnie kutych (bez zachowania ciągłości włókien);

K – współczynnik materiałowy dla wału korbowego staliwnego z walcowanym na zimno rejonem przejść wykorbień:

= 0,93 dla wałów korbowych staliwnych wykonanych przez firmy stosujące proces walcowania na zimno, które posiadają uznanie PRS w tym zakresie;

σ_B – minimalna wytrzymałość na rozciąganie materiału wału korbowego [MPa].

Pozostałe wielkości – patrz p. 3.1.

W przypadku gdy jest zastosowana obróbka powierzchniowa, to musi ona zostać zatwierdzona przez PRS. W Załączniku V przedstawiono instrukcje dotyczące obliczania przejść i wylotów otworów olejowych poddanych obróbce powierzchniowej.

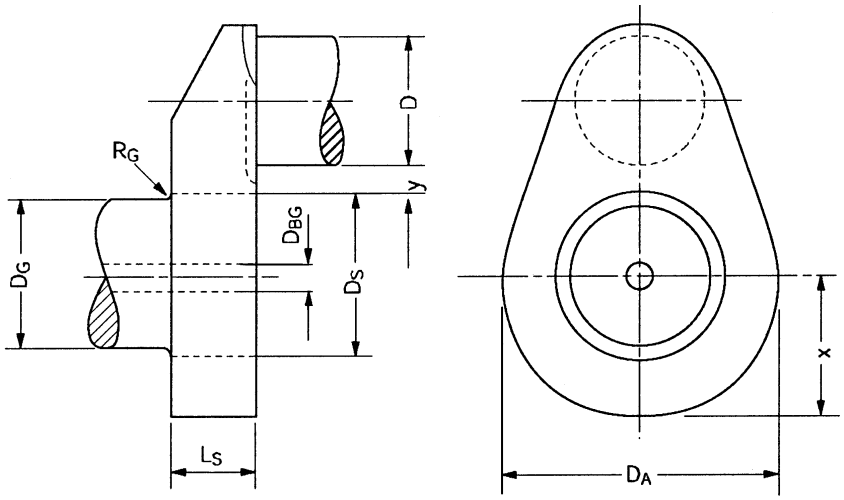
Powyższe wzory na wytrzymałość zmęczeniową mają zastosowanie po spełnieniu następujących warunków:
- powierzchnie przejść wykorbienia, wyloty kanałów olejowych i wewnętrzna powierzchnia kanałów (do głębokości równej 1,5 wartości średnicy kanału) powinny być gładko wykończone;
- do obliczeń należy przyjąć wartości R_H, R_G lub R_X nie mniejsze niż 2 mm.

Alternatywnie wytrzymałość zmęczeniowa wału korbowego może być wyznaczona doświadczalnie w oparciu o przeprowadzone próby zmęczeniowe wykonane na pełnowymiarowych wykorbieniach (lub wałach korbowych) albo na próbkach pobranych z pełnowymiarowych wykorbień. Ocena wyników prób – patrz Załącznik IV.

7 OBLICZANIE POŁĄCZEŃ SKURCZOWYCH PÓŁSKŁADANYCH WAŁÓW KORBOWYCH

7.1 Postanowienia ogólne

Wszystkie wymiary wykorbienia potrzebne do obliczeń połączenia skurczowego są pokazane na rys. 7.1.



Rys. 7.1. Wykorbienie półskładanego wału korbowego

D_S – średnica otworu połączenia skurczowego przed połączeniem [mm],
L_S – długość połączenia skurczowego [mm],
D_A – zewnętrzna średnica ramienia wykorbienia lub podwójna minimalna odległość x pomiędzy osią czopa głównego i zarysem zewnętrznym wykorbienia [mm] w zależności od tego, która wartość jest mniejsza,
y – odległość pomiędzy sąsiednim czopem głównym i korbowym $y \geq 0{,}05 \cdot D_s$ [mm]. Jeżeli y jest mniejsze niż $0{,}1D_s$, to należy rozpatrzyć wpływ naprężeń pochodzących od połączenia skurczowego na wytrzymałość zmęczeniową rejonu przejścia w czop korbowy.

Pozostałe wielkości – patrz p. 3.1 i rys. 3.1.

Promień przejścia czopa głównego w średnicę połączenia skurczowego powinien spełniać warunki:

$R_G \geq 0{,}015\ D_G$ i $R_G \geq 0{,}5\ (D_S - D_G)$, przy czym należy przyjąć większą z uzyskanych wartości.

Rzeczywisty naddatek z połączenia skurczowego musi zawierać się pomiędzy wartościami $Z_{\min}$ i $Z_{\max}$ obliczonymi zgodnie z p. 7.3 i 7.4.

7.2 Największa dopuszczalna średnica otworu w czopie głównym

Największą dopuszczalną średnicę otworu w czopie głównym należy obliczać wg wzoru:

$$D_{BG} = D_S \cdot \sqrt{1 - \frac{4000 \cdot S_R \cdot M_{\max}}{\mu \cdot \pi \cdot D_S^2 \cdot L_S \cdot \sigma_{SP}}} \quad \text{[mm]} \tag{7.2-1}$$

gdzie:

S_R – współczynnik bezpieczeństwa uwzględniający poślizg, o wartości nie mniejszej niż 2, chyba że jego wartość została udokumentowana doświadczalnie [–],

$M_{\max}$ –maksymalna wartość momentu obrotowego $M_{T\max}$ wg punktu 2.2.2 [Nm],

μ – współczynnik tarcia statycznego, o wartości nie większej niż 0,2, chyba że jego wartość została udokumentowana doświadczalnie [–],

σ_{SP} – minimalna granica plastyczności na rozciąganie materiału czopa głównego [MPa].

Powyższy wzór zapobiega osiągnięciu granicy plastyczności w otworze czopa głównego.

7.3 Wymagany minimalny naddatek dla połączenia skurczowego

Wymagany minimalny naddatek należy określić, przyjmując większą z wartości obliczonych na podstawie poniższych wzorów:

$$Z_{\min} \geq \frac{\sigma_{SW} \cdot D_S}{E_m} \quad \text{[mm]} \tag{7.3-1}$$

oraz

$$Z_{\min} \geq \frac{4000}{\mu \cdot \pi} \cdot \frac{S_R \cdot M_{\max}}{E_m \cdot D_S \cdot L_S} \cdot \frac{1 - Q_A^{\,2} \cdot Q_S^{\,2}}{(1 - Q_A^{\,2}) \cdot (1 - Q_S^{\,2})} \quad \text{[mm]} \tag{7.3-2}$$

$$Q_A = D_S / D_A \; ; \quad Q_S = D_{BG} / D_S$$

gdzie:

$Z_{\min}$ – minimalny naddatek [mm],

E_m – moduł sprężystości przy rozciąganiu materiału ramienia wykorbienia (moduł Younga) [MPa],

σ_{SW} – minimalna granica plastyczności na rozciąganie materiału ramienia wykorbienia [MPa],

$M_{\max}$ – maksymalny moment obrotowy występujący na wale korbowym [Nm],

Q_A – współzależność różnych średnic ramienia wykorbienia [–].

Q_s – współzależność średnic wału [–].

7.4 Maksymalny dopuszczalny naddatek dla połączenia skurczowego

Maksymalny dopuszczalny naddatek dla połączenia skurczowego, $Z_{\max}$, należy obliczać według wzoru:

$$Z_{max} \leq D_S \cdot \left(\frac{\sigma_{SW}}{E_m} + \frac{0{,}8}{1000} \right) \quad \text{[mm]} \tag{7.4-1}$$

Ograniczenie naddatku do $Z_{\max}$ zabezpiecza materiał ramienia wykorbienia wokół otworu przed niebezpiecznym zbliżeniem się do granicy plastyczności i pęknięciem po wykonaniu połączenia.

8 KRYTERIUM AKCEPTACJI

Prawidłowość wymiarów wału korbowego ocenia się na podstawie współczynnika akceptacji, obliczanego dla każdego rozpatrywanego rejonu wału wg wzoru:

$$Q = \frac{\sigma_{DW}}{\sigma_v} \tag{8-1}$$

gdzie:

σ_{DW} – dopuszczalna wytrzymałość zmęczeniowa wału korbowego, określona wg punktu 6 [MPa],

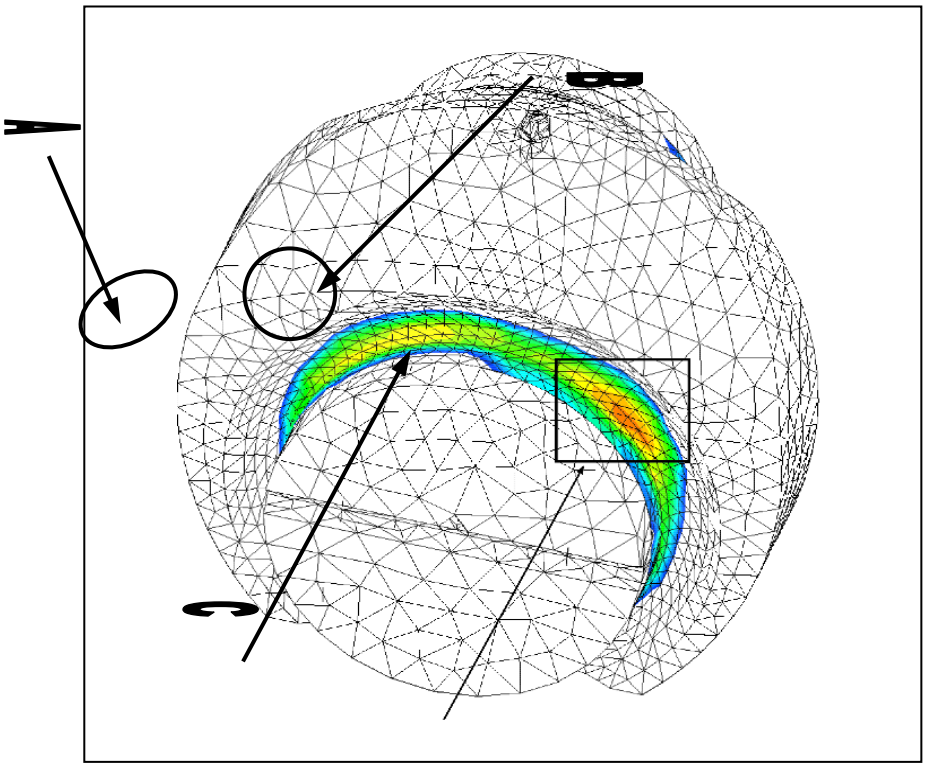
σ_v – zmienne naprężenie zredukowane dla każdego z rozpatrywanych rejonów wału, określone wg punktu 5 [MPa].

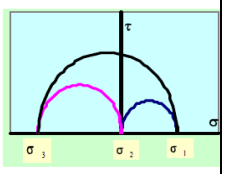
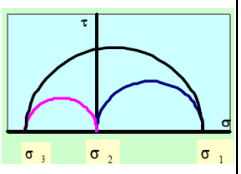
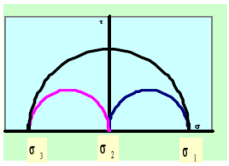
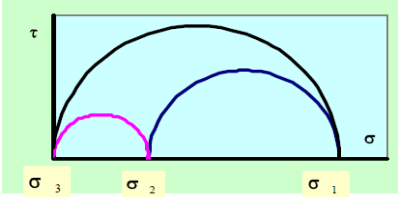
Wymiary wału korbowego, poza wymiarami połączenia skurczowego wału, uznaje się za odpowiednie, gdy najmniejszy współczynnik akceptacji z pośród rozpatrywanych rejonów wału spełnia kryterium:

$$Q \geq 1{,}15.$$

ZAŁĄCZNIK I

Definicja współczynnika spiętrzenia naprężeń w zaokrąglonych przejściach wału korbowego

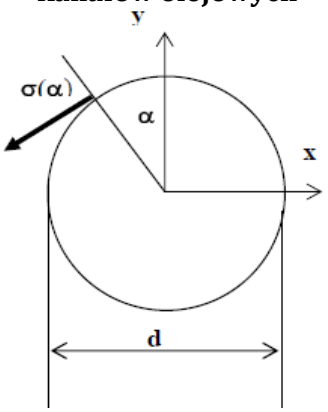


	Naprężenie	Max $\|\|\sigma_3\|\|$	Max σ_1	
Obciążenie skręcające	Usytuowanie naprężeń maksymalnych	A	C	B
	Typowy układ naprężeń głównych Koło Mohra wykres z $\sigma_2 = 0$	 $\|\|\sigma_3\|\| > \sigma_1$	 $\sigma_1 > \|\|\sigma_3\|\|$	 $\sigma_1 \approx \|\|\sigma_3\|\|$
	Naprężenie zredukowane i W.S.N.	$\tau_{equiv} = 0{,}5*(\sigma_1 - \sigma_3)$ W.S.N. = τ_{equiv} / τ_n dla α_T, β_T		
Obciążenie zginające	Usytuowanie naprężeń maksymalnych	A	C	B
	Typowy układ naprężeń głównych Koło Mohra wykres z $\sigma_3 = 0$	 $\sigma_2 \neq 0$		

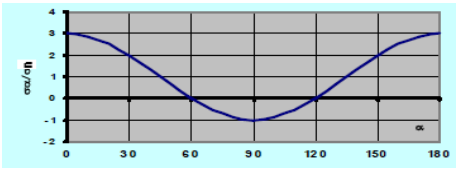
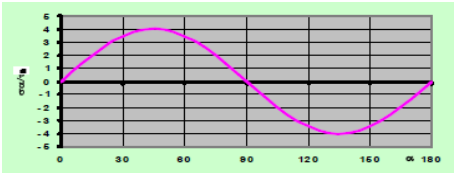
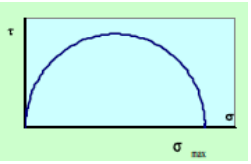
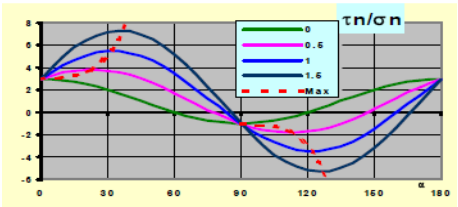
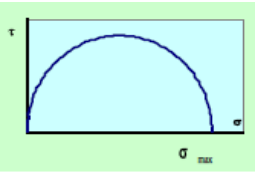
	Naprężenie zredukowane i W.S.N.	$\sigma_{equiv} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$ W.S.N. = $\sigma_{equiv} / \sigma_n$ dla $\alpha_B, \beta_B, \beta_Q$

ZAŁĄCZNIK II

Współczynnik spiętrzenia naprężeń i rozkład naprężeń na krawędziach kanałów olejowych



d = średnica otworu

Rodzaj naprężenia	Nominalny tensor naprężeń	Jednoosiowy rozkład naprężenia wokół krawędzi	Wykres koła Mohra
Rozciąganie	$\begin{bmatrix} \sigma_n & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$	 $\sigma_\alpha = \sigma_n \cdot \gamma_B / 3\ [1+2\cos(2\alpha)]$	 $\gamma_B = \sigma_{max} / \sigma_n$ dla $\alpha = k \cdot \pi$
Ścinanie	$\begin{bmatrix} 0 & \tau_n \\ \tau_n & 0 \end{bmatrix}$	 $\sigma_\alpha = \tau_n \cdot \gamma_B \sin(2\alpha)$	 $\gamma_T = \sigma_{max} / \tau_n$ dla $\alpha = \pi/4 + k \cdot (\pi/2)$
Rozciąganie + ścinanie	$\begin{bmatrix} \sigma_n & \tau_n \\ \tau_n & 0 \end{bmatrix}$	 $\sigma_\alpha = \frac{\gamma_B}{3}\sigma_n\left\{1+2\left[\cos(2\alpha)+\frac{3}{2}\frac{\gamma_T}{\gamma_B}\frac{\tau_n}{\sigma_n}\sin(2\alpha)\right]\right\}$	 $\sigma_{max} = \frac{\gamma_B}{3}\sigma_n\left[1+2\sqrt{1+\frac{9}{4}\left(\frac{\gamma_T}{\gamma_B}\frac{\tau_n}{\sigma_n}\right)^2}\right]$ for $\alpha = \frac{1}{2}\mathrm{tg}^{-1}\left(\frac{3\gamma_T\tau_n}{2\gamma_B\sigma_n}\right)$

ZAŁĄCZNIK III

Wytyczne dotyczące obliczeń współczynników spiętrzenia naprężeń w zaokrąglonych przejściach ramienia wykorbienia wałów korbowych metodą elementów skończonych

Treść

1 Postanowienia ogólne 25

2 Wymagania dotyczące modelu 26
2.1 Zalecenia dotyczące podziału na elementy skończone (siatki elementów) 26
2.2 Materiał 27
2.3 Kryteria jakości siatki elementów skończonych 27
2.3.1 Kryterium naprężeń głównych 27
2.3.2 Kryterium uśrednionych i nieuśrednionych naprężeń 27

3 Przypadki obciążeń 27
3.1 Skręcanie 27
3.2 Czyste zginanie (4-punktowe) 28
3.3 Zginanie z uwzględnieniem ścinania (3-punktowe) 29
3.3.1 Metoda 1 31
3.3.2 Metoda 2 31

1 Postanowienia ogólne

Celem analizy jest określenie – z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES) zamiast wyznaczania analitycznego – alternatywnych liczbowych wartości współczynników spiętrzenia naprężeń (WSN). Metoda analityczna jest oparta na wzorach empirycznych, sformułowanych na podstawie pomiarów tensometrycznych dla różnych kształtów geometrycznych wykorbienia i w związku z tym zastosowanie tych wzorów jest ograniczone do tych konkretnych kształtów.

Wyznaczone zgodnie z zasadami podanymi w niniejszym dokumencie współczynniki spiętrzenia naprężeń są zdefiniowane jako stosunek naprężeń obliczonych z zastosowaniem MES do naprężeń nominalnych w miejscu łuków przejść zarówno czopów łożysk głównych jak i korbowych. W przypadku zastosowania w połączeniu z metodą przedstawioną w *Publikacji 8/P* lub metodami alternatywnymi, obliczenia naprężeń zredukowanych von Misesa (Hubera) należy wykonać dla naprężeń zginających i głównych naprężeń skręcających.

Procedura ta, jak również wytyczne do oceny, są ważne zarówno dla wykorbień jednolitych, jak i półskładanych (z wyjątkiem przejść czopów głównych).

Należy przeprowadzić liniową analizę odkształceń sprężystych metodą elementów skończonych, a dla wszystkich przypadków obciążeń należy stosować obciążenia jednostkowe odpowiedniej wielkości.

Niniejszy dokument nie uwzględnia obliczeń współczynnika spiętrzenia naprężeń w rejonach kanałów olejowych.

Zaleca się sprawdzić dokładność doboru elementów skończonych (wielkość i typ elementu) w stosowanym pakiecie oprogramowania MES, np. poprzez zbudowanie modelu o prostym kształcie i porównanie wartości naprężeń otrzymanych metodą elementów skończonych z wartościami obliczonymi metodą analityczną dla czystego zginania i skręcania.

Zamiast MES może być zastosowana metoda elementów brzegowych (MEB).

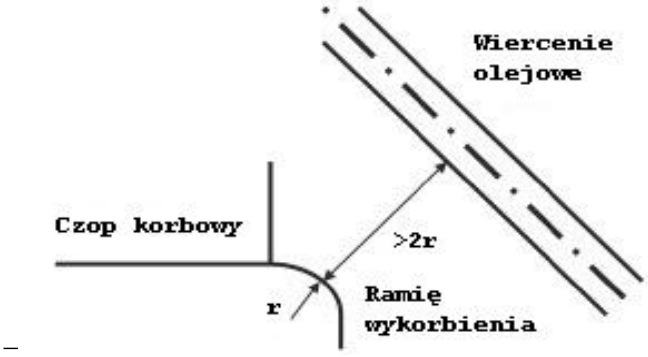
2 Wymagania dotyczące modelu

Podstawowe zalecenia dotyczące sposobu budowania modelu MES są przedstawione w 2.1. Ostateczny model MES powinien spełniać wymagania określone w 2.3.

2.1 Zalecenia dotyczące podziału na elementy skończone (siatki elementów)

Aby spełnić kryteria jakości modelu, zaleca się zbudowanie modelu MES w celu oceny współczynników spiętrzenia naprężeń, zgodnie z następującymi wymaganiami:

- Model składa się jednego pełnego wykorbienia, od osi środkowej łożyska głównego do osi środkowej łożyska głównego po przeciwnej stronie wykorbienia.
- Rodzaje elementów użytych w sąsiedztwie łuków przejść:
  - 10-węzłowe elementy czworościenne,
  - 8-węzłowe elementy sześciościenne,
  - 20-węzłowe elementy sześciościenne.
- Właściwości siatki w rejonie promienia przejścia. W zakresie ±90 stopni w kierunku obwodowym od płaszczyzny wykorbienia powinny być spełnione następujące wymagania:
- wielkość największego elementu $a = r/4$ w całym zaokrąglonym przejściu oraz w kierunku obwodowym. Przy zastosowaniu 20-węzłowych elementów sześciościennych, wielkość elementu w kierunku obwodowym może być zwiększona do wartości $5a$. W przypadku przejścia o zmiennym promieniu, promień r jest miejscowym promieniem przejścia. (Przy zastosowaniu 8-węzłowych elementów sześciościennych należy przyjmować nawet mniejszą wielkość elementów, aby spełnić kryteria jakościowe.)
- Zalecany sposób określania wielkości elementu w kierunku głębokości w miejscu przejścia:
  - grubość pierwszej warstwy równa wielkości a elementu,
  - grubość drugiej warstwy równa wielkości $2a$ elementu,
  - grubość trzeciej warstwy równa wielkości $3a$ elementu.
- Co najmniej 6 elementów w poprzek grubości wykorbienia.
- Generalnie pozostała część wykorbienia powinna być odpowiednia dla zapewnienia stabilności numerycznej pakietu oprogramowania użytego do obliczeń.
- Przeciwmasy muszą być zamodelowane tylko wtedy, gdy mają one znaczący wpływ na globalną sztywność wykorbienia.
- Modelowanie kanałów olejowych nie jest konieczne, o ile ich wpływ na sztywność globalną jest pomijalny, a odległość do przejścia przekracza $2r$, patrz rys. 2.1.
- Nawiercenia i otwory ulżeniowe należy zamodelować.
- Może być zastosowane modelowanie przy pomocy sub-elementów, pod warunkiem że będą spełnione wymagania zastosowanego oprogramowania.



Rys. 2.1. Odległość kanału olejowego od zaokrąglonego przejścia.

2.2 Materiał

Publikacja 8/P nie uwzględnia takich właściwości materiału jak moduł Younga (E) i liczba Poisson'a (ν). W analizie MES takie parametry materiałowe są wymagane, gdyż najpierw oblicza się odkształcenie i na jego podstawie naprężenia, do czego potrzebne są moduł Younga i liczba Poisson'a. Należy stosować wiarygodne wartości parametrów materiałowych, zaczerpnięte z literatury lub pomierzone dla reprezentatywnych próbek materiału.

Dla stali zaleca się: $E = 2{,}05 \times 10^5$ MPa oraz $\nu = 0{,}3$.

2.3 Kryteria jakości siatki elementów skończonych

Jeżeli przyjęty element siatki nie spełnia któregokolwiek z poniższych warunków w obszarze badanym w celu określenia współczynnika spiętrzenia naprężeń, należy wykonać ponowne obliczenia dla poprawionej siatki.

2.3.1 Kryterium naprężeń głównych

Jakość siatki należy zapewnić sprawdzając składową naprężeń, prostopadłą do powierzchni promienia przejścia. W idealnym przypadku naprężenia te powinny być równe zeru.

Dla naprężeń głównych σ_1, σ_2 oraz σ_3 musi byś spełniony następujący warunek:

$$\min(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) < 0.03 \cdot \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$$

2.3.2 Kryterium uśrednionych i nieuśrednionych naprężeń

Kryterium to opiera się na obserwacji nieciągłości wyników obliczeń wartości naprężeń w elementach siatki w miejscu zaokrąglonego przejścia przy obliczaniu współczynnika spiętrzenia naprężeń:

– nieuśrednione wyniki obliczeń naprężeń w węzłach dla każdego elementu siatki połączonego z węzłem powinny różnić się mniej niż o 5% w stosunku do 100% uśrednionych wyników naprężeń węzłowych w tym węźle w badanym miejscu.

3 Przypadki obciążeń

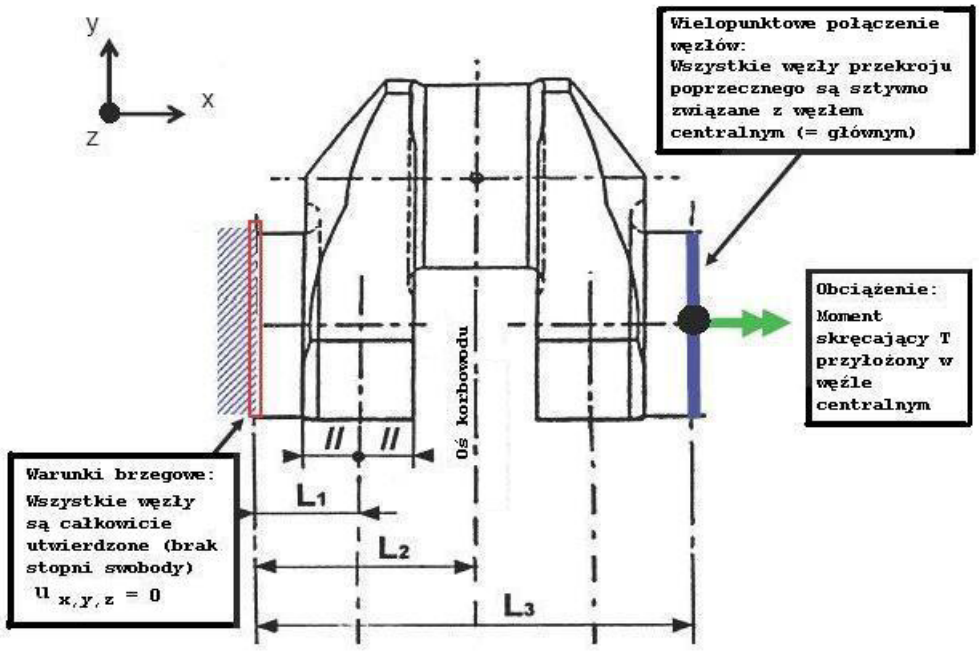
Aby zastąpić wyznaczone analitycznie zgodnie z *Publikacją 8/P* współczynniki spiętrzenia naprężeń należy wykonać obliczenia dla następujących przypadków obciążenia.

3.1 Skręcanie

Badana konstrukcja jest poddana czystemu skręcaniu. W modelu tym na przekrojach końcowych (licach) zakłada się płaskość powierzchni.

Moment skręcający jest przyłożony w węźle centralnym znajdującym się w osi wału korbowego. Węzeł ten działa jako węzeł główny o 6 stopniach swobody i jest sztywno połączony ze wszystkimi węzłami na przekroju końcowym (licu) wału.

Warunki brzegowe i warunki obciążenia dotyczą zarówno silników rzędowych jak i widlastych.



Rys. 3.1. Warunki brzegowe i warunki obciążenia dla przypadku skręcania

We wszystkich węzłach przejść czopa głównego i czopa korbowego naprężenia główne są wyodrębnione, a zastępcze naprężenia skręcające są obliczone wg wzoru:

$$\tau_{\text{equiv}} = \max\left(\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}, \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}, \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2}\right).$$

Maksymalna wartość, którą bierze się do dalszych obliczeń współczynnika spiętrzenia naprężeń (W.S.N.):

$$\alpha_T = \tau_{\text{equiv},\alpha} / \tau_N$$

$$\beta_T = \tau_{\text{equiv},\beta} / \tau_N$$

gdzie τ_N oznacza nominalne naprężenia skręcające, odniesione do czopa korbowego i odpowiednio czopa głównego, zgodnie z punktem 2.2.2 z *Publikacji 8/P*, obciążonego momentem skręcającym T:

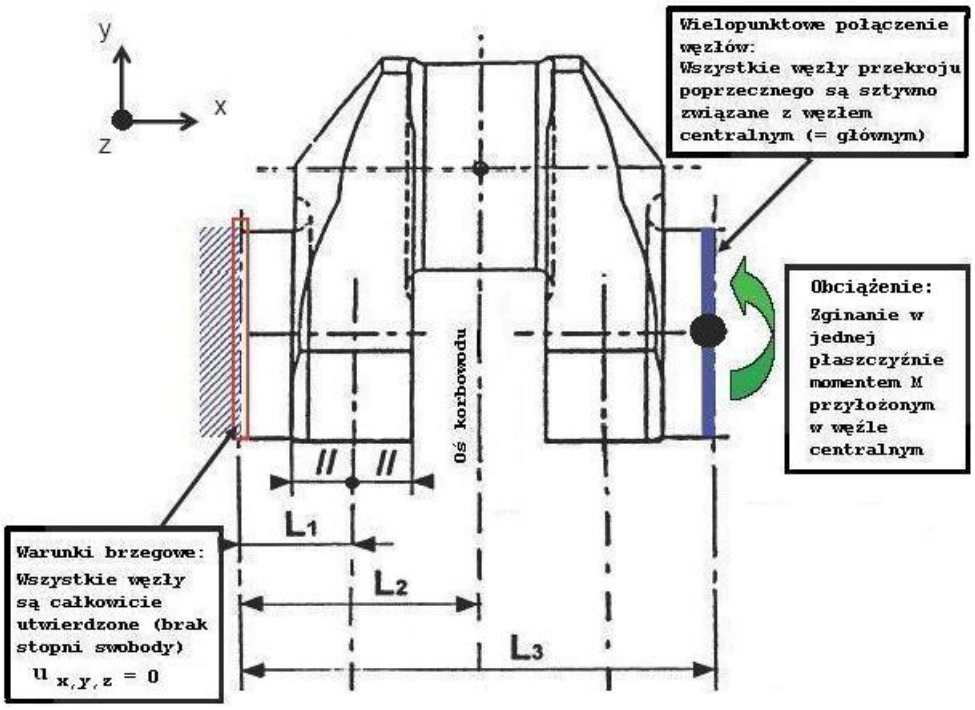
$$\tau_N = T / W_P .$$

3.2 Czyste zginanie (4-punktowe)

Badana konstrukcja jest poddana czystemu zginaniu. W modelu tym w przekrojach końcowych (licach) zakłada się płaskość powierzchni.

Moment zginający jest przyłożony w węźle centralnym znajdującym się w osi wału korbowego. Węzeł ten działa jako węzeł główny o 6 stopniach swobody i jest sztywno połączony z wszystkimi węzłami na przekroju końcowym (licu) wału.

Warunki brzegowe i warunki obciążenia dotyczą zarówno silników rzędowych jak i widlastych.



Rys. 3.2. Warunki brzegowe i warunki obciążenia dla przypadku czystego zginania.

We wszystkich węzłach czopa głównego i czopa korbowego naprężenia zredukowane von Misesa (Hubera) σ_{equiv} są wyodrębnione. Do obliczeń współczynnika spiętrzenia naprężeń należy brać największą wartość obliczoną wg poniższych wzorów:

$$\alpha_B = \sigma_{equiv,\alpha} / \sigma_N$$

$$\beta_B = \sigma_{equiv,\beta} / \sigma_N$$

Naprężenia nominalne σ_N oblicza się dla momentu zginającego M – zgodnie z punktem 2.1.2.1 z *Publikacji 8/P*:

$$\sigma_N = M / M_{eqw}$$

3.3 Zginanie z uwzględnieniem ścinania (3-punktowe)

Obliczenia dla tego przypadku obciążenia wykonuje się w celu określenia współczynnika spiętrzenia naprężeń dla obciążenia tylko siłą poprzeczną (siłą promieniową β_Q) dla przejścia czopa głównego.

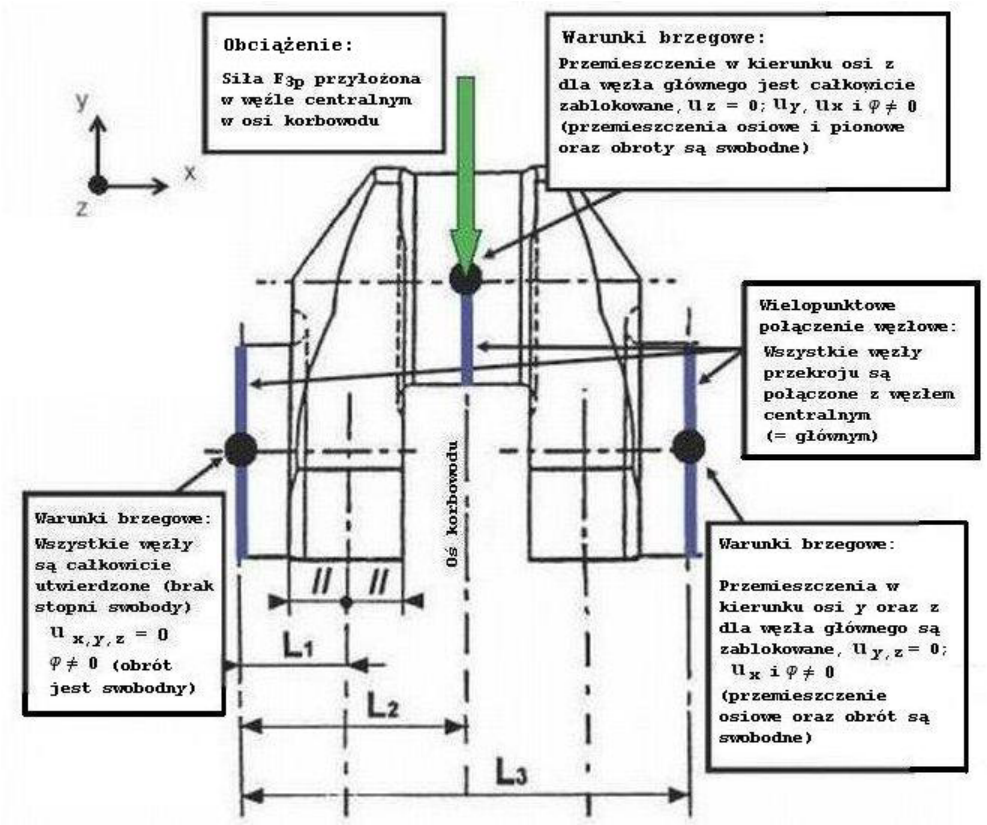
Konstrukcja jest poddana zginaniu wg modelu 3-punktowego zginania, w którym w przekrojach końcowych (licach) zakłada się płaskość powierzchni.

Wszystkie węzły są sztywno połączone z węzłem centralnym; warunki brzegowe odnoszą się do węzłów centralnych. Węzły te działają jako węzły główne o 6 stopniach swobody.

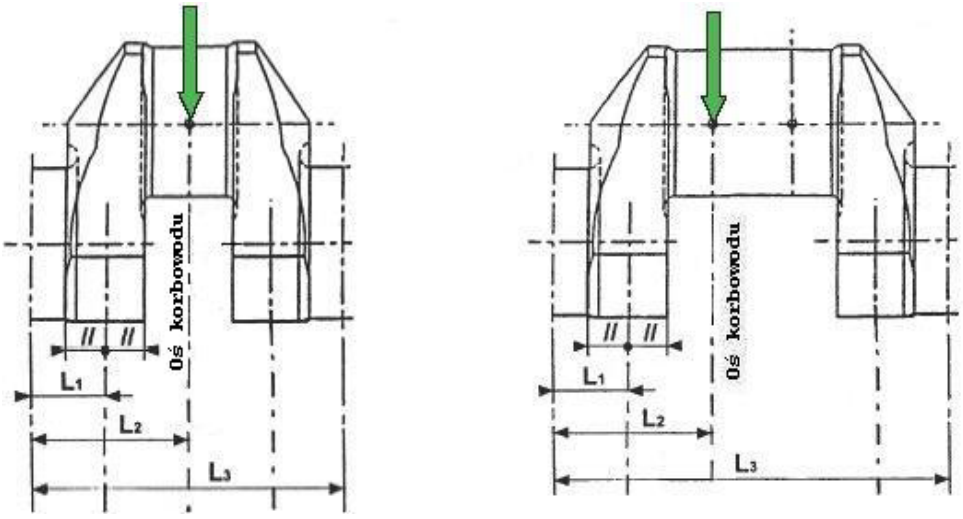
Siła jest przyłożona w środkowym węźle znajdującym się na przecięciu osi czopa korbowego z osią korbowodu. Węzeł ten jest połączony z wszystkimi węzłami powierzchni poprzecznego przekroju czopa korbowego. Odkształcanie się powierzchni przekroju nie jest tłumione.

Warunki brzegowe i warunki obciążenia dotyczą zarówno silników rzędowych jak i widlastych. Silniki widlaste mogą być modelowane przy obciążeniu tylko jedną siłą korbowodową.

Zastosowanie dwóch sił korbowodowych nie zmienia w istotny sposób współczynnika spiętrzenia naprężeń.



Rys. 3.3. Warunki brzegowe i warunki obciążenia dla przypadku zginania 3-punktowego w silniku rzędowym.



Rys. 3.4. Przyłożenie obciążenia dla silnika rzędowego i silnika widlastego

Maksymalna wartość naprężeń zredukowanych von Misesa (Hubera), σ_{3P}, w przejściu czopa głównego została oszacowana. Współczynnik spiętrzenia naprężeń w miejscu przejścia czopa głównego można określić jedną z dwóch niżej przedstawionych metod.

3.3.1 Metoda 1

Wyniki analizy zginania 3-punktowego i 4-punktowego zostają złożone w sposób następujący:

$$\sigma_{3P} = \sigma_{N3P} \cdot \beta_B + \sigma_{Q3P} \cdot \beta_B$$

gdzie:

σ_{3P} – obliczone metodą elementów skończonych;

σ_{N3P} – nominalne naprężenia zginające w środku ramienia wykorbienia wywołane działaniem siły F_{3P} [N] przyłożonej w płaszczyźnie symetrii danego korbowodu, patrz rys. 3.4;

β_B – jak określono w punkcie 3.2;

$\sigma_{Q3P} = Q_{3P} / (B \cdot W)$ – gdzie Q_{3P} oznacza siłę promieniową (tnącą) w ramieniu wykorbienia wywołaną działaniem siły F_{3P} [N] przyłożonej w osi danego korbowodu, patrz również rysunek 2.1.1 *w Publikacji 8/P*.

3.3.2 Metoda 2

W układzie statycznie wyznaczalnym z jednym wykorbieniem podpartym w dwóch łożyskach moment gnący i siła promieniowa (tnąca) są proporcjonalne. Dlatego też współczynnik spiętrzenia naprężeń w miejscu przejścia czopa głównego można wyznaczyć bezpośrednio metodą elementów skończonych dla przypadku zginania 3-punktowego.

Zatem współczynnik spiętrzenia naprężeń można obliczyć zgodnie z poniższym wzorem;

$$\beta_{BQ} = \frac{\sigma_{3P}}{\sigma_{N3P}}$$

Oznaczenia – patrz punkt 3.3.1.

Przy zastosowaniu tej metody nie ma potrzeby wyznaczenia siły promieniowej oraz naprężeń wg *Publikacji 8/P*. Wobec tego zmienne naprężenia zginające w miejscu przejścia czopa głównego zgodnie z punktem 2.1.3 z *Publikacji 8/P* wyznacza się jako:

$$|\sigma_{BG} = \pm|\beta_{BQ} \cdot \sigma_{BFN}$$

Należy zwrócić uwagę, że zastosowanie tej metody nie dotyczy przejścia czopa korbowego i nie wolno stosować takiego współczynnika spiętrzenia naprężeń w przypadku metod obliczeniowych, w których nie zakłada się układu statycznie wyznaczalnego przyjętego w *Publikacji 8/P.*

ZAŁĄCZNIK IV

Instrukcje dotyczące oceny prób zmęczeniowych

Treść

1 Wstęp 32
1.1 Test małej próbki 32
1.2 Próba pełnowymiarowego wykorbienia 32

2 Ocena wyników prób 33
2.1 Zasady 33
2.2 Metoda schodkowa 33
2.3 Zmodyfikowana metoda schodkowa 30
2.4 Obliczanie średniego i standardowego odchylenia próbki 34
2.5 Przedział ufności dla średniej granicy zmęczeniowej 35
2.6 Przedział ufności dla odchylenia standardowego 36

3 Test małej próbki 30
3.1 Określenie wytrzymałości zmęczeniowej na zginanie 37
3.2 Określenie wytrzymałości zmęczeniowej na skręcanie 37
3.3 Inne pozycje próbkowania 38
3.4 Korelacja wyników prób 38

4 Próby pełnowymiarowe 38
4.1 Pulsacja hydrauliczna 38
4.2 Tester rezonansu 39
4.3 Stosowanie wyników i akceptacja wałów korbowych 40

5 Stosowanie uzyskanych wyników do podobnych wałów korbowych 41

1 Wstęp

Próby zmęczeniowe mogą być podzielone na dwie główne grupy: testy małych próbek oraz testy pełnowymiarowych wykorbień. Próby mogą być prowadzone przy zastosowaniu metody schodkowej lub jej zmodyfikowanej wersji, które przedstawiono w tym dokumencie. Zastosowane mogą być także inne metody oceny statystycznej.

1.1 Test małej próbki

W przypadku wałów korbowych bez obróbki powierzchniowej łuków przejścia ramion wykorbienia w czop, wytrzymałość zmęczeniowa może być określona poprzez testy małych próbek z pełnowymiarowego wykorbienia. Podejście to nie może być zastosowane w przypadku, gdy inne rejony w pobliżu łuków przejść zostały poddane obróbce powierzchniowej, co powoduje naprężenia resztkowe w łukach przejść.

Zaletą tej metody jest raczej wysoka liczba próbek, które mogą być wytworzone. Inną zaletą jest to, że próby mogą być wykonywane przy różnych współczynnikach naprężeń (współczynniki R) i/lub różnymi sposobami, m.in. osiowo, ze zginaniem lub skręcaniem, z karbem lub bez karbu. Wymagane jest to do oceny danych materiału, stosowanych przy kryteriach płaszczyzny krytycznej.

1.2 Próba pełnowymiarowego wykorbienia

W przypadku wałów korbowych poddanych obróbce powierzchni, wytrzymałość zmęczeniową można określić jedynie poprzez próby wykorbień pełnowymiarowych. e względu na duże koszty zwykle oznacza to małą liczbę wykorbień poddawanych próbom. Obciążenie może być przyłożone

przez siłowniki hydrauliczne w systemie 3- lub 4-punktowego zgięcia lub przez prądnicę wzbudzającą w stanowisku prób rezonansowych. To ostatnie rozwiązanie jest stosowane często, mimo że zwykle ogranicza współczynnik naprężenia do $R = -1$.

2 Ocena wyników prób

2.1 Zasady

Przed próbami zmęczeniowymi wał korbowy musi być poddany próbom zgodnie z wymaganiami procedur kontroli jakości, np. w zakresie składu chemicznego, własności mechanicznych, twardości powierzchni, głębokości i zakresu utwardzania, wykończenia powierzchni łuku przejścia, itp.

Próbki powinny być tak przygotowane, aby reprezentowały dolny przedział zakresu akceptowanego, np. w przypadku wałów korbowych utwardzanych indukcyjnie oznacza to dolny przedział akceptowalnej głębokości utwardzania, najkrótszy zakres w obrębie łuku przejścia, itp. W innym przypadku należy skorygować wyniki prób wartości średniej o przedział ufności: w przypadku odchylenia średniego jak i standardowego próbki może być zastosowany przedział ufności 90%.

Wyniki prób, jeśli zastosowane w dokumencie M53, powinny reprezentować średnią wytrzymałość zmęczeniową przy uwzględnieniu i bez uwzględnienia wyżej wymienionego przedziału ufności 90%. Odchylenie standardowe należy rozpatrywać z uwzględnieniem ufności 90%. W związku z tym, wynik przyjmowany jako wytrzymałość zmęczeniowa jest średnią wytrzymałością zmęczeniową pomniejszoną o odchylenie standardowe.

Jeśli celem oceny jest znalezienie związku pomiędzy (statycznymi) własnościami mechanicznymi a wytrzymałością zmęczeniową, związek ten musi być oparty na rzeczywistych (mierzonych) własnościach mechanicznych, a nie na określonych własnościach minimalnych.

Technika obliczeniowa przedstawiona w rozdziale 2.4 została opracowana do pierwotnej metody schodkowej. Jednakże, ponieważ nie opracowano podobnej techniki przeznaczonej do zmodyfikowanej metody schodkowej, ta technika jest stosowana do obu metod.

2.2 Metoda schodkowa

W pierwotnej metodzie schodkowej pierwsza próbka poddawana jest naprężeniu odpowiadającemu oczekiwanej średniej wytrzymałości zmęczeniowej. Jeśli próbka przetrwa 10^7 cykli, jest usuwana i następna próbka jest poddawana naprężeniu, które jest o stopień wyższe od poprzedniego, tzn. próbka, która przetrwała jest zastępowana przez następną próbkę poddaną naprężeniu o stopień wyższemu niż poprzednia próbka. Stopień wzrostu naprężenia powinien być tak dobrany, aby odpowiadał oczekiwanemu poziomowi odchylenia standardowego.

W przypadku gdy próbka zostanie uszkodzona zanim osiągnie 10^7 cykli, zostanie zanotowana uzyskana liczba cykli i następna próbka zostanie poddana naprężeniu o jeden stopień niższemu od poprzedniego. Ta metoda pozwala na uzyskanie sumy uszkodzeń oraz prób pozytywnie zakończonych równej liczbie próbek.

Ta pierwotna metoda schodkowa jest przydatna jedynie wówczas, gdy dostępna jest duża liczba próbek. Poprzez symulacje stwierdzono, że wystarczająca dokładność wyników osiągana jest przy użyciu około 25 próbek w próbie schodkowej.

2.3 Zmodyfikowana metoda schodkowa

Gdy liczba dostępnych próbek jest ograniczona, zalecane jest zastosowanie zmodyfikowanej metody schodkowej. Według niej pierwsza próbka poddawana jest naprężeniu o wartości najczęściej znacznie poniżej średniej wytrzymałości zmęczeniowej. Gdy próbka ta przetrwa 10^7 cykli, poddaje się ją naprężeniu o stopień wyższemu od poprzedniego. Wzrost naprężenia należy tak dobrać, aby

odpowiadał spodziewanemu poziomowi odchylenia standardowego. Próbę należy kontynuować na tej samej próbce aż do jej uszkodzenia.

Wówczas zapisywana jest liczba cykli i następna próbka poddawana jest naprężeniu co najmniej o dwa stopnie poniżej poziomu, przy którym została uszkodzona poprzednia próbka.

Przy tym podejściu liczba uszkodzeń jest zwykle równa liczbie próbek.

Liczba pozytywnie zakończonych prób przy najwyższym poziomie, z osiągniętą liczbą cykli 10^7, jest także równa liczbie próbek.

Uzyskany wynik w zmodyfikowanej metodzie schodkowej powinien być stosowany z rozwagą, gdyż niektóre dostępne wyniki wykazują, że próby przy najwyższym poziomie próbnym, szczególnie przy wysokich naprężeniach średnich, wykazują tendencję do zwiększania granicy zmęczeniowej. Ten „efekt wyćwiczenia" jest jednak mniej wyraźny w przypadku stali o wysokiej wytrzymałości (np. UTS > 800 MPa).

Jeśli potrzebne lub niezbędne jest wyliczenie ufności, minimalna liczba próbek wynosi 3.

2.4 Obliczanie średniego i standardowego odchylenia próbki

Poniżej w tekście przedstawiono hipotetyczny przykład prób dla 5 wykorbień. Przy zastosowaniu zmodyfikowanej metody schodkowej oraz metody oceny Dixona i Mooda liczba próbek będzie wynosiła 10, tzn. 5 prób zakończonych wyczerpaniem i 5 z uszkodzeniem, tj.:

$$\textit{Liczba próbek } n = 10$$

Ponadto metoda rozróżnia między poniższymi przypadkami:

$$\textit{Mniej częstym zdarzeniem jest uszkodzenie} \quad C = 1$$
$$\textit{Mniej częstym zdarzeniem jest wyczerpanie} \quad C = 2$$

Metoda ta wykorzystuje tylko liczbę rzadziej występującą w wynikach prób, tj. jeśli większa jest liczba uszkodzeń niż wyczerpanych próbek, wówczas stosuje się liczbę wyczerpań i odwrotnie.

W zmodyfikowanej metodzie schodkowej liczba wyczerpań i uszkodzeń jest zwykle równa. Próby mogą dać jednak niekorzystny wynik, np. liczba wyczerpań może być mniejsza niż liczba uszkodzeń, jeśli zostanie uszkodzona próbka poddana naprężeniu o dwa stopnie mniejszemu od poprzedniego poziomu uszkodzenia. Z drugiej strony, jeśli to nieoczekiwane przedwczesne uszkodzenie następuje po odpowiednio wysokiej liczbie cykli, możliwe jest określenie poziomu poniżej niego jako wyczerpanie.

Metoda Dixona i Mooda, opracowana według teorii maksymalnego prawdopodobieństwa, która może być także zastosowana tutaj, szczególnie na próbach z niewielką liczbą próbek, przedstawiała proste przybliżone równania do obliczania średniego i standardowego odchylenia próbki od wyniku próby schodkowej. Średnia z próby może być obliczana jak podano niżej:

$$\overline{S}_a = S_{a0} + d \cdot \left(\frac{A}{F} - \frac{1}{2}\right) \quad \text{dla } C = 1$$

$$\overline{S}_a = S_{a0} + d \cdot \left(\frac{A}{F} + \frac{1}{2}\right) \quad \text{dla } C = 2$$

Odchylenie standardowe może być obliczone w sposób następujący:

$$s = 1{,}62 \cdot d \cdot \left(\frac{F \cdot B - A^2}{F^2}\right) + 0{,}029$$

gdzie:
S_{a0} jest najniższym poziomem naprężenia dla najrzadszego występowania,

d jest zmianą naprężenia,

$$F = \sum fi$$

$$A = \sum i \cdot fi$$

$$B = \sum i^2 \cdot fi$$

i jest wskaźnikiem numeracji poziomu naprężenia,
fi jest liczbą próbek przy poziomie naprężenia *i.*

Wzór na odchylenie standardowe jest wzorem przybliżonym i może być stosowany gdy:

$$\frac{B \cdot F - A^2}{F^2} > 0{,}3 \quad \text{oraz} \quad 0{,}5 \cdot s < d < 1{,}5 \cdot s$$

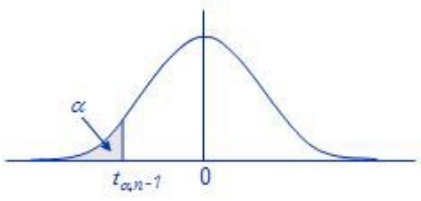
Jeśli którykolwiek z tych dwu warunków nie jest spełniony, należy rozważyć przeprowadzenie nowej próby schodkowej lub przyjąć dla pewności odpowiednio duże odchylenie standardowe.

Jeżeli stopień *d* jest znacznie wyższy od odchylenia standardowego *s*, procedura prowadzi do niższego odchylenia standardowego oraz nieco wyższej średniej z próby, w porównaniu do wartości obliczanych gdy różnica między zmianą naprężenia a odchyleniem standardowym jest relatywnie mała. Odpowiednio, jeśli zmiana *d* jest znacznie mniejsza od odchylenia standardowego *s*, procedura prowadzi do wyższego odchylenia standardowego i nieco mniejszej średniej z próby.

2.5 Przedział ufności dla średniej granicy zmęczeniowej

Przy powtarzaniu schodkowej próby zmęczeniowej średnia z próby oraz odchylenie standardowe będą prawdopodobnie różniły się od wartości z poprzedniej próby. Dlatego jest niezbędne zapewnienie z daną ufnością, że wartości z powtórzonej próby będą wyższe od wybranej granicy zmęczeniowej przez zastosowanie przedziału ufności w odniesieniu do średniej z próby.

Zakłada się, że przedział ufności dla wartości średniej z próby przy nieznanej wariacji będzie rozkładał się zgodnie z rozkładem *t* (zwanym także rozkładem studenckim *t*), który jest rozkładem symetrycznym wokół średniej.



Rys. 2.1. Rozkład studencki *t*

Przedział ufności zwykle stosowany dla średniej z próby wynosi 90 %, co oznacza, że 90 % średnich z próby z powtórzonych prób będzie większe od wartości obliczonej z wybranym poziomem ufności. Na rysunku pokazano wartość *t* dla przedziału ufności (1 – α) · 100% dla średniej z próby.

Jeśli S_a jest średnią empiryczną, a *s* jest empirycznym odchyleniem standardowym w serii *n* próbek, w której wartości zmienne są zwykle rozdzielone z nieznaną średnią z próby i nieznaną wariacją, przedział ufności (1 – α) · 100% dla tej średniej jest następujący:

$$P(S_a - t_{a,n-1} \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} < S_{aX\%}) = 1 - \alpha$$

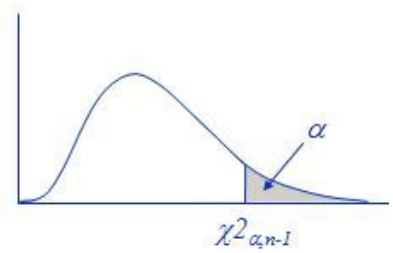
Wynikający stąd przedział ufności ma rozkład symetryczny wokół empirycznej średniej wartości z próby, a dolny punkt zakresu może być określony jako:

$$S_{aX\%} = S_a - t_{a,n-1} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}}$$

co jest średnią granicą zmęczeniową (wartość populacji) stosowaną do uzyskania zredukowanej granicy zmęczeniowej, w przypadku gdy granice prawdopodobieństwa uszkodzenia brane są pod uwagę.

2.6 Przedział ufności dla odchylenia standardowego

Przedział ufności dla wariacji normalnej zmiennej losowej posiada rozkład chi-kwadrat z n – 1 stopniami swobody.



Rys. 2.2. Rozkład chi-kwadrat

Poziom ufności odchylenia standardowego stosowany jest do zapewnienia, że odchylenia standardowe dla powtórzonych prób są mniejsze od górnej granicy uzyskanej z odchylenia standardowego próby zmęczeniowej przy poziomie ufności. Rysunek pokazuje rozkład chi-kwadrat dla przedziału ufności $(1 - \alpha) \cdot 100\%$ dla wariacji.

Założona wartość próby zmęczeniowej z n próbek jest normalną zmienną losową o wariacji σ^2 i ma empiryczną wariację s^2. Wówczas przedział ufności $(1 - \alpha) \cdot 100\%$ dla wariacji jest następujący:

$$P\left(\frac{(n-1)s^2}{\sigma^2} < \chi^2_{\alpha,n-1}\right) = 1 - \alpha$$

Przedział ufności $(1 - \alpha) \cdot 100\%$ dla odchylenia standardowego uzyskiwany jest przez pierwiastek kwadratowy górnej granicy przedziału ufności wariacji i może być określony następująco:

$$S_{\chi\%} = \sqrt{\frac{n-1}{\chi^2_{\alpha,n-1}}} \cdot S$$

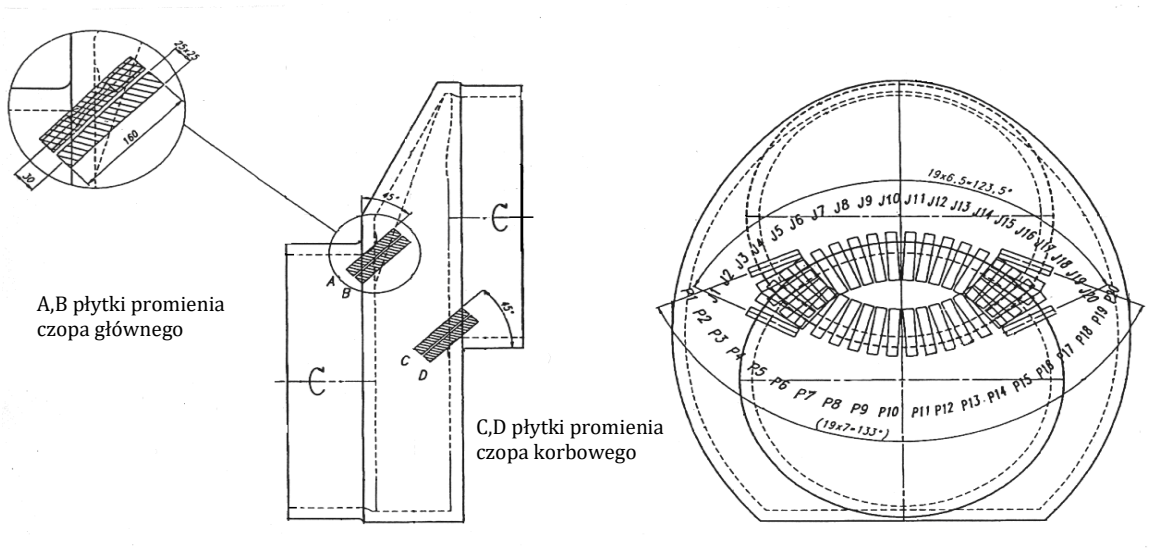
To odchylenie standardowe (wartość populacji) powinno być zastosowane do uzyskania granicy zmęczeniowej, gdy brane są pod uwagę granice prawdopodobieństwa uszkodzenia.

3 Test małej próbki

W związku z poniższym, mała próbka jest uważana za jedną z pobranych z wykorbienia. Ponieważ próbki powinny być reprezentatywne dla wytrzymałości zmęczeniowej łuku przejścia, powinny być one pobierane blisko łuku przejścia, jak pokazano na rys. 3.1.

Powinno być oczywiste, że główny kierunek naprężenia podczas próby jest równoważny z naprężeniem pełnowymiarowego wykorbienia. Zalecane jest przeprowadzenie weryfikacji przy użyciu metody elementów skończonych.

Właściwości mechaniczne (statyczne) należy określać jak podano w procedurach kontroli jakości.



Rys 3.1. Usytuowanie próbek w wykorbieniu

3.1 Określanie wytrzymałości zmęczeniowej na zginanie

Zalecane jest stosowanie próbek bez karbu, aby uniknąć niepewności związanych z wpływem gradientu naprężenia. Preferowane jest stosowanie metody rozciągania i ściskania (push-pull test) (współczynnik naprężenia $R = -1$), ale szczególnie w związku z kryterium płaszczyzny krytycznej mogą być dodane inne stopnie i metody naprężeń.

W celu zapewnienia głównego kierunku naprężenia w czasie próby push-pull, aby reprezentowany był główny kierunek naprężenia pełnowymiarowego wykorbienia i gdy nie jest dostępna dalsza informacja, próbka powinna być pobierana pod kątem 45 stopni jak pokazano na rys. 3.1.

A. Jeśli celem próby jest udokumentowanie wpływu wysokiej czystości, mogą być zastosowane próbki pobrane z pozycji położonych pod kątem w przybliżeniu 120 stopni w kierunku obwodowym. Patrz rys. 3.1.
B. Jeśli celem próby jest udokumentowanie wpływu kucia z zachowaną ciągłością włókien, próbki należy pobierać jedynie z rejonu płaszczyzny wykorbienia.

3.2 Określanie wytrzymałości zmęczeniowej na skręcanie

A. Jeśli próbki poddano próbie skręcania, ich dobór powinien być prowadzony zgodnie z tymi samymi wytycznymi, jak w przypadku zginania opisanego powyżej. W obliczeniach należy uwzględnić wpływ gradientu naprężenia.
B. W przypadku poddania próbek badaniu "push-pull" i gdy nie jest dostępna dalsza informacja, próbki należy pobierać pod kątem 45 stopni do płaszczyzny wykorbienia, aby zapewnić współliniowość głównego kierunku naprężenia między próbką a pełnowymiarowym wykorbieniem. Przy pobieraniu próbek w oddaleniu od środkowej płaszczyzny (wykorbienia) wału korbowego wzdłuż łuku przejścia, płaszczyzna ta obraca się wokół punktu środkowego czopa, co daje możliwość ponownego próbkowania kierunku pękania na skutek skręcania (wyniki należy przetworzyć na odnośne wartości skręcania).

3.3 Inne pozycje próbkowania

Jeśli celem próby jest znalezienie właściwości zmęczeniowych, a wał korbowy został wykuty z zachowaną ciągłością włókien, próbki mogą być także pobrane wzdłużnie z przedłużonego kawałka wału, skąd zwykle pobierane są próbki do prób mechanicznych. Warunkiem jest to, aby ten

fragment wału poddany został obróbce cieplnej jako część wału korbowego oraz aby rozmiar jego pozwalał na zachowanie szybkości hartowania takiej samej jak w przypadku wykorbienia.

Przy stosowaniu wyników prób dotyczących przedłużonego kawałka wału należy rozważyć w jakim stopniu jego ciągłość włókien jest reprezentatywna dla łuku przejścia wału.

3.4 Korelacja wyników prób

Wytrzymałość zmęczeniowa uzyskana podczas prób powinna być przetworzona za pomocą odpowiedniej metody, tak aby odpowiadać wytrzymałości zmęczeniowej pełnowymiarowego wału korbowego (wpływ rozmiaru).

Przy korzystaniu z właściwości zmęczeniowych przy zginaniu, określonych z prób podanych w tym rozdziale, należy pamiętać, że korzystne kucie z zachowaniem ciągłości włókien, prowadzące do podwyższonych wartości w porównaniu z innymi metodami kucia, zwykle nie będzie prowadziło do takiej samej poprawy wytrzymałości zmęczeniowej na skręcanie.

W takich przypadkach zalecane jest albo wykonanie próby na skręcanie, albo wykonanie zachowawczej oceny wytrzymałości zmęczeniowej na skręcanie, np. poprzez nieuwzględnienie kucia z zachowaniem ciągłości włókien. Podejście to ma zastosowanie przy stosowaniu kryterium Gough Pollarda. Nie jest ono jednak uznawane przy stosowaniu kryterium von Misesa lub kryterium wieloosiowego, np. Findleya.

Jeśli stwierdzona relacja między zmęczeniem od zginania i zmęczeniem od skręcania różni się znacznie od $\sqrt{3}$, należy rozważyć zastąpienie stosowania kryterium von Misesa kryterium Gough Pollarda. Także, jeśli stosowane są kryteria płaszczyzny krytycznej, należy pamiętać o tym, że kucie z zachowaniem ciągłości włókien sprawia, że materiał jest niehomogeniczny w aspekcie wytrzymałości zmęczeniowej, co oznacza, że jego parametry różnią się w zależności od kierunków płaszczyzn.

Czynniki wpływające na próby muszą być dodawane z ostrożnością. Jeśli na przykład udokumentowano pewien dodatek czystej stali, nie musi to być koniecznie w pełni łączone z czynnikiem K dla kucia z zachowaniem ciągłości włókien. Preferowane jest bezpośrednie próbkowanie z wykorbienia z czystej stali oraz kutego z zachowaniem ciągłości włókien.

4 Próby pełnowymiarowe

4.1 Pulsacja hydrauliczna

Stanowisko do prób hydraulicznych może być zorganizowane do prób wałów korbowych w zakresie 3- lub 4-punktowego zginania oraz skręcania. Pozwala to na przeprowadzanie prób z dowolnym współczynnikiem R.

Mimo że w celu rozpoczęcia prób przyłożone obciążenie powinno być zweryfikowane poprzez pomiary tensometryczne na płaskich odcinkach wału, nie musi to być stosowane podczas prób do kontrolowania obciążenia. Zalecane jest także sprawdzanie naprężeń w łuku przejścia za pomocą tensometru.

Ważne jest także, aby stanowisko prób spełniało warunki graniczne określone w Załączniku III (p. 3.1 do 3.3).

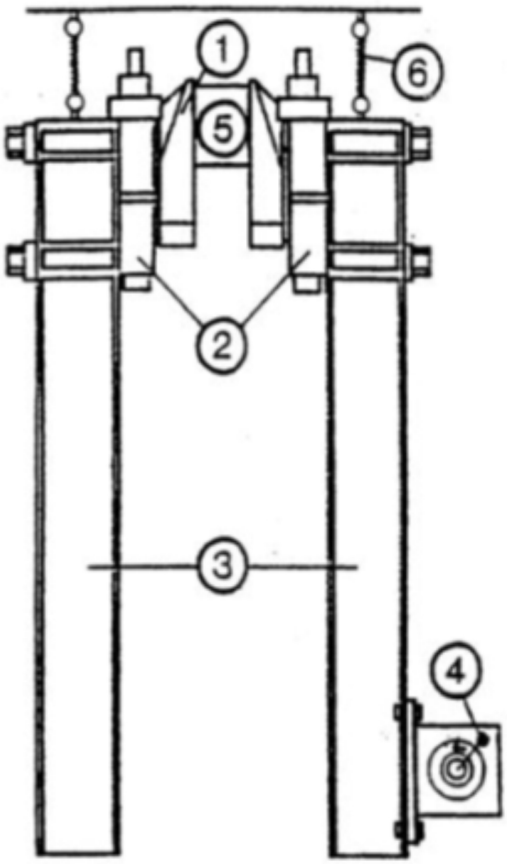
Należy określić właściwości mechaniczne (statyczne) zgodnie z procedurami kontroli jakości.

4.2 Tester rezonansu

Stanowisko do prób wytrzymałości przy zginaniu pracuje normalnie przy współczynniku R wynoszącym –1. Ze względu na działanie bliskie rezonansowi zużycie energii jest umiarkowane.

Ponadto częstotliwość jest zwykle relatywnie wysoka, co oznacza, że 10^7 cykli może być uzyskane w kilka dni. Rys. 4.1 pokazuje układ przyrządu testowego.

.



1 wykorbienie

2 zamocowania

3 belka o profilu "I"

4 obciążnik mimośrodowy z napędem z silnika z kontrolowaną prędkością

5 tensometer do regulacji i kontroli obciążenia

6 sprężyste mocowanie

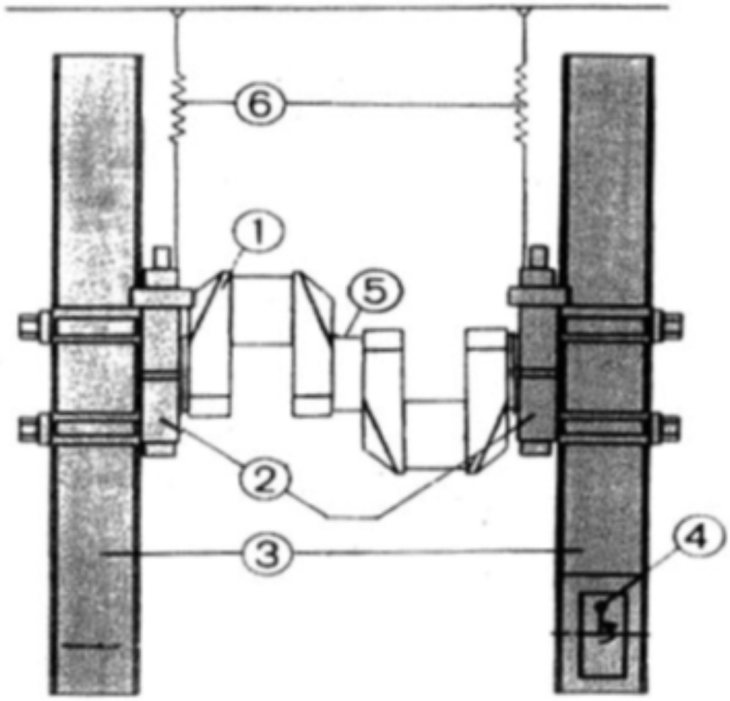
Rys. 4.1. Przykład układu testera rezonansu dla obciążenia zginającego

Przyłożone obciążenie powinno być zweryfikowane poprzez pomiary tensometryczne na płaskich odcinkach wału. Zalecane jest także sprawdzenie naprężeń w przejściach za pomocą tensometrów.

Zaciski wokół czopów należy tak umocować, aby zapobiegać zużyciu ciernemu, które może prowadzić do uszkodzeń pod ich krawędziami. Jeśli przewidziano pewien odstęp pomiędzy zaciskami a przejściami czopów głównych, obciążenie odpowiada 4-punktowemu zginaniu i jest reprezentatywne także dla łuków przejść czopów.

W silniku przejścia czopów korbowych pracują normalnie ze współczynnikiem R nieco powyżej –1, a przejścia czopów głównych – nieco poniżej –1. Jeśli zostanie uznane to za niezbędne, możliwe jest wprowadzenie obciążenia średniego (różnego od $R = -1$) poprzez sprężyste obciążenie wstępne.

Stanowisko do próby zmęczeniowej przy skręcaniu powinno być zorganizowane jak pokazano na rys. 4.2. W przypadku gdy wykorbienie jest poddawane skręcaniu, skręt czopa korbowego powoduje, że czopy główne poruszają się w kierunku bocznym. Jeśli na stanowisku do prób rezonansu przy skręcaniu poddawane jest próbom jedno pojedyncze wykorbienie, czopy główne wraz z ich przyczepionymi obciążnikami będą mocno drgać w kierunku bocznym.



① wykorbienie
② szczęki zaciskowe
③ belki o profilu X
④ obciążnik mimośrodowy z napędem z silnika
⑤ tensometr
⑥ zawieszenie sprężyste

Rys. 4.2. Przykład stanowiska prób rezonansu do obciążenia skręcającego z podwójną sekcją wykorbienia

Ruch boczny obciążników może być zredukowany poprzez użycie dwu wykorbień, szczególnie jeśli korby obracają się prawie w tym samym kierunku. Jednak czop główny pośrodku będzie się poruszał więcej.

Ruchy boczne mogą powodować pewne naprężenia zginające, wobec czego płaskie odcinki czopów korbowych powinny być także wyposażone w tensometry zdolne do pomiaru ewentualnych wygięć, które mogłyby wpływać na wyniki próby.

Podobnie jak w przypadku zginania, przyłożone obciążenie powinno być zweryfikowane poprzez pomiar tensometryczny wykonywany na płaskich częściach wału. Zalecane jest także sprawdzenie naprężeń w przejściach za pomocą tensometrów.

4.3 Stosowanie wyników oraz akceptacja wałów korbowych

W celu połączenia wyników badanej wytrzymałości zmęczeniowej na zginanie i na skręcanie w obliczeniach akceptowalności wałów korbowych, patrz M53.7, metoda Gough-Pollarda z formułą do określenia maksymalnej wartości zredukowanych naprężeń głównych może być zastosowana w następujących przypadkach:

W odniesieniu do średnicy czopa korbowego:

$$Q = \left(\sqrt{\left(\frac{\sigma_{BH}}{\sigma_{DWCT}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{BH}}{\tau_{DWCT}}\right)^2} \right)^{-1}$$

gdzie:

σ_{DWCT} – wytrzymałość zmęczeniowa przy próbach zginania,

τ_{DWCT} – wytrzymałość zmęczeniowa przy próbach skręcania.

W odniesieniu do średnicy kanału olejowego w czopie korbowym:

$$Q = \frac{\sigma_{DWOT}}{\sigma_v}\ ; \qquad \sigma_v = \frac{1}{3} \cdot \sigma_{BO} \cdot \left[1 + 2 \cdot \sqrt{1 + \frac{9}{4} \cdot \left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}}\right)^2} \right]$$

gdzie:

σ_{DWOT} – wytrzymałość zmęczeniowa określona przez największą wartość zredukowanych naprężeń głównych dla skręcania,

σ_v – zmienne naprężenie zredukowane dla każdego z rozpatrywanych rejonów wału, określone wg punktu 5 [MPa].

W odniesieniu do średnicy czopa głównego:

$$Q = \left(\sqrt{\left(\frac{\sigma_{BG}}{\sigma_{DWJT}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_G}{\tau_{DWJT}}\right)^2} \right)^{-1}$$

gdzie:

σ_{DWJT} – wytrzymałość zmęczeniowa przy próbach zginania,

τ_{DWJT} – wytrzymałość zmęczeniowa przy próbach skręcania.

W przypadku gdy zwiększenie wytrzymałości zmęczeniowej ze względu na obróbkę powierzchni jest uważane za podobne w obu przypadkach, wystarczy poddać próbom tylko najważniejsze miejsce zgodnie z obliczeniami, gdzie obróbka powierzchni nie została uwzględniona.

5 Stosowanie uzyskanych wyników do podobnych wałów korbowych

W przypadku przejść lub otworów olejowych niepoddanych obróbce powierzchniowej, właściwości zmęczeniowe określone podczas prób mogą być zastosowane do podobnych projektów wałów korbowych w następujących warunkach:

- **Materiał:**
  - podobny typ materiału;
  - czystość materiału na tym samym lub wyższym poziomie;
  - mogą być zapewnione te same właściwości mechaniczne (rozmiar w stosunku do hartowności).
- **Geometria:**
  - różnica we wpływie rozmiaru gradient naprężenia jest nieistotna lub jest rozpatrywana;
  - główny kierunek naprężenia jest równoważny. Patrz rozdział 3.
- **Wytwarzanie:**
  - procesy wytwarzania są podobne.

Wały korbowe hartowane indukcyjnie lub poprzez azotowanie gazowe będą podlegały procesom zmęczeniowym na powierzchni lub na przejściu do rdzenia. Wytrzymałość zmęczeniowa powierzchni określona na podstawie prób zmęczeniowych wykorbień pełnowymiarowych może być stosowana w takiej samej lub podobnej konstrukcji jak badany wał korbowy, jeśli procesy

zmęczeniowe rozpoczęły się na powierzchni. Określenie „podobna konstrukcja" oznacza, że zastosowano podobne typy materiału o podobnej twardości powierzchniowej, a promień łuku przejścia i głębokość hartowania nie różnią się bardziej niż 30% od wartości wału korbowego poddanego próbom.

Początek procesu zmęczenia w strefie przejścia może być podpowierzchniowy, tzn. występujący poniżej warstwy hartowanej, lub powierzchniowy, gdzie kończy się strefa hartowana.

Wytrzymałość zmęczeniowa na przejściu do rdzenia może być określona poprzez opisane wyżej próby zmęczeniowe, pod warunkiem że proces zmęczeniowy rozpoczął się w strefie przejścia do rdzenia. Próby, którym poddano jedynie materiał rdzenia, nie będą reprezentatywne, gdyż w strefie przejścia nie występują ściskające naprężenia resztkowe.

Należy zauważyć także to, co wykazały niektóre ostatnie badania: granica wytrzymałości może zmniejszać się w obszarze wysokocyklowym przy powstawaniu pęknięć podpowierzchniowych ze względu na zatrzymany wodór, który gromadzi się przez dyfuzję wokół niektórych wad wewnętrznych stanowiących miejsce inicjacji. W takich przypadkach właściwe będzie zredukowanie granicy zmęczeniowej o kilka procent na dziesiątkę cykli poza 10^7. W oparciu o publikację: Yukitaka Murakami "Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Non-metallic Inclusions" (Zmęczenie metalu: skutki małych wad i wtrętów niemetalicznych), sugerowana redukcja wynosi 5% na dziesiątkę, szczególnie gdy zawartość wodoru jest uważana za wysoką.

ZAŁĄCZNIK V

Wytyczne dotyczące obliczeń łuków przejść oraz otworów wylotowych kanałów olejowych z obróbką powierzchniową

Treść

1 Wprowadzenie 43

2 Definicja obróbki powierzchniowej 43
2.1 Metody obróbki powierzchniowej 43

3 Zasady wykonywania obliczeń 44
3.1 Ocena miejscowych naprężeń łuku przejścia 45
3.2 Ocena naprężeń w otworach wylotowych kanałów olejowych 47
3.3 Kryteria akceptowalności 48

4 Hartowanie indukcyjne 48
4.1 Miejscowa wytrzymałość zmęczeniowa 48

5 Azotowanie 51
5.1 Miejscowa wytrzymałość zmęczeniowa 51

6 Formowanie na zimno 52
6.1 Młotkowanie przy użyciu kuli 53
6.1.1 Stosowanie uzyskanych wyników do obliczeń podobnych wałów korbowych 54
6.2 Walcowanie na zimno 55
6.2.1 Stosowanie uzyskanych wyników do obliczeń podobnych wałów korbowych 55

1 Wprowadzenie

Niniejszy Załącznik omawia łuki przejść oraz otwory wylotowe kanałów olejowych, poddane obróbce powierzchniowej. Przedstawiono różne rodzaje obróbki i do celów obliczeń podano kilka wzorów empirycznych. Celowo zastosowano konserwatywny empiryzm dla pewności z punktu widzenia obliczeń.

Należy uwzględniać korzystanie z wyników pomiarów lub z bardziej szczegółowej wiedzy, jeśli są one dostępne. Jednakże w przypadku dużego rozrzutu wartości (np. w przypadku naprężeń resztkowych), należy przyjmować wartości z końca przedziału dla pewności obliczeń.

2 Definicja obróbki powierzchniowej

„Obróbka powierzchniowa" to określenie obejmujące takie rodzaje obróbki jak cieplna, chemiczna lub mechaniczna, których wynikiem są niejednorodne właściwości materiału – takie jak twardość, skład chemiczny oraz naprężenia resztkowe – od strefy powierzchniowej do strefy rdzenia.

2.1 Metody obróbki powierzchniowej

W poniższej liście przedstawiono możliwe metody obróbki oraz ich wpływ na właściwości istotne dla wytrzymałości zmęczeniowej.

Tabela 2.1.
Metody obróbki powierzchniowej i parametry, na które mają wpływ

Metoda obróbki	Wpływa na:
Hartowanie indukcyjne	Twardość oraz naprężenia resztkowe
Azotowanie	Skład chemiczny, twardość oraz naprężenia resztkowe
Nawęglanie	Skład chemiczny, twardość oraz naprężenia resztkowe
Hartowanie matrycowe (bez odpuszczania)	Twardość oraz naprężenia resztkowe
Walcowanie na zimno	Naprężenia resztkowe
Młotkowanie	Naprężenia resztkowe
Śrutowanie	Naprężenia resztkowe
Obróbka laserem	Naprężenia resztkowe
Kulowanie	Naprężenia resztkowe

Należy zauważyć, że ponieważ tylko hartowanie indukcyjne, azotowanie, walcowanie na zimno oraz młotkowanie są uważane za właściwe w odniesieniu do silników morskich, inne metody oraz połączenia dwu lub więcej z powyższych metod nie zostały omówione w tym dokumencie. Dodatkowo, hartowanie matrycowe może być rozpatrywane w ten sam sposób, jak hartowanie indukcyjne.

3 Zasady wykonywania obliczeń

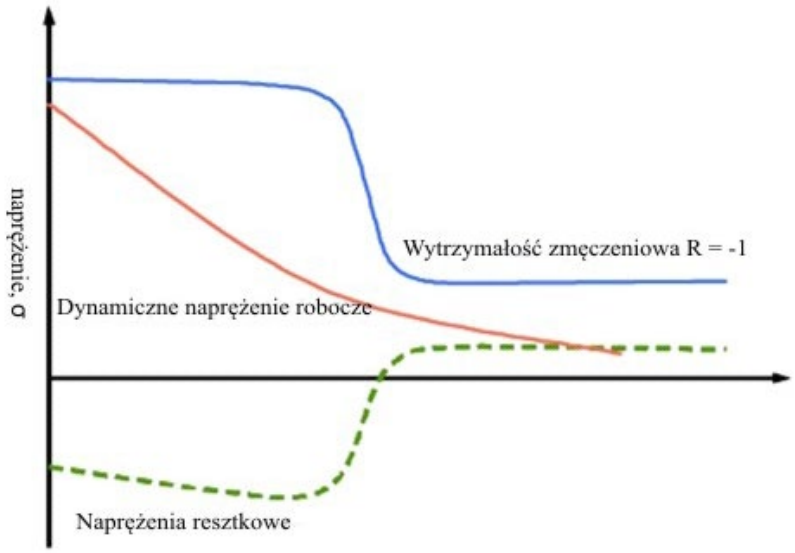
Główną zasadą jest to, że wartości zmiennych naprężeń roboczych powinny być mniejsze niż miejscowa wytrzymałość zmęczeniowa (z uwzględnieniem wpływu obróbki powierzchniowej), w miejscach, gdzie mogą występować nierozprzestrzeniające się pęknięcia, patrz także 6.1. Wartości te są następnie dzielone przez określony współczynnik bezpieczeństwa. Dotyczy to całego łuku przejścia lub obwodu wylotu otworu olejowego oraz rejonu poniżej powierzchni do głębokości poniżej strefy wpływu obróbki, tzn. całej głębokości do rdzenia.

Rozpatrywanie miejscowej wytrzymałości zmęczeniowej powinno uwzględniać wpływ twardości miejscowej, naprężenia resztkowego oraz średniego naprężenia roboczego. Wpływ gigacyklu szczególnie na powstawanie pęknięć podpowierzchniowych powinien być uwzględniony przez dobór marginesu bezpieczeństwa.

Szczególnie ważne jest, aby właściwie rozważyć zasięg hartowania/obróbki w obszarze o skupionych naprężeniach. Każda strefa, gdzie kończy się hartowanie/obróbka, może charakteryzować się znacznymi ściskającymi naprężeniami resztkowymi. Tworzą się w ten sposób “słabe punkty” i ważne jest, czy pokrywają się one z miejscami wysokich naprężeń.

Naprężenia zmienne oraz średnie naprężenia robocze muszą być znane dla całego obszaru spiętrzenia naprężeń oraz do głębokości wynoszącej około 1,2-krotności głębokości obróbki. Poniższy rysunek ukazuje tą zasadę w przypadku hartowania indukcyjnego. Osią główną jest głębokość (prostopadła do powierzchni) lub obwód łuku przejścia.

Kryterium akceptowalności powinno być stosowane stopniowo od powierzchni w kierunku rdzenia oraz od punktu z maksymalnym spiętrzeniem naprężeń wzdłuż obwodu łuku przejścia do ramienia wykorbienia.



Rys. 3.1. Naprężenia jako funkcje głębokości obróbki, zasady ogólne

3.1 Ocena miejscowych naprężeń łuku przejścia

Niezbędna jest znajomość naprężeń działających wzdłuż obwodu łuku przejścia oraz w warstwie podpowierzchniowej do głębokości nieco poza warstwę hartowaną. Normalnie można to ustalić przy użyciu analizy elementów skończonych, jak opisano w Załączniku III. Jednak rozmiar elementu w warstwie podpowierzchniowej musi być taki sam jak w warstwie powierzchniowej. W przypadku hartowania czopa korbowego jedynie element o małym rozmiarze musi być poszerzony wzdłuż powierzchni do warstwy utwardzonej.

Jeśli nie jest dostępna analiza elementów skończonych, można zastosować podejście uproszczone. Może ono być oparte na empirycznie określonych współczynnikach spiętrzenia naprężeń (SCF), jak podano w IACS UR M53.3 w ważnym przedziale oraz na odpowiednim gradiencie naprężenia, odwrotnie proporcjonalnym do promienia łuku przejścia.

Osobno należy uwzględniać naprężenia od zginania i skręcania. Łącznie są one rozpatrywane przy zastosowaniu kryterium akceptowalności.

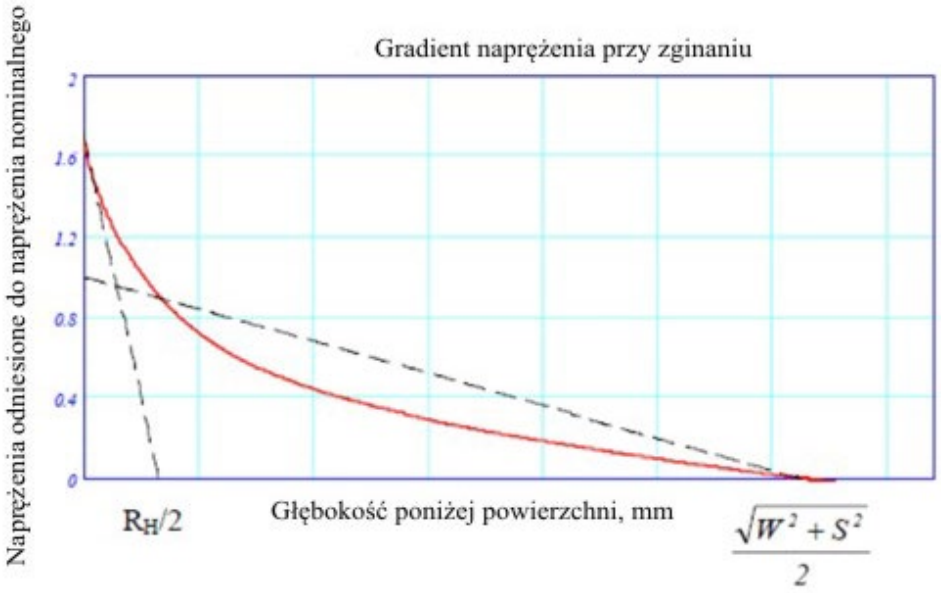
Naprężenia w podpowierzchniowej strefie przejścia, z minimalną głębokością hartowania, mogą być określane poprzez współczynniki spiętrzania naprężeń miejscowych wzdłuż osi prostopadłej do powierzchni przejścia. Funkcje te $\alpha_{B\text{-}local}$ oraz $\alpha_{T\text{-}local}$ mają różne kształty ze względu na różne gradienty naprężeń.

Współczynniki spiętrzania naprężeń (**SCF**) α_B oraz α_T dotyczą powierzchni. Miejscowe współczynniki $\alpha_{B\text{-}local}$ oraz $\alpha_{T\text{-}local}$ zmniejszają się wraz ze wzrostem głębokości. Względne gradienty naprężeń na powierzchni zależą od rodzaju czynnika wzmacniającego, ale w przypadku przejść czopa korbowego ich wartość może być uproszczona do $2/R_H$ przy zginaniu oraz $1/R_H$ przy skręcaniu. Czopy główne traktowane są podobnie przez zastosowanie R_G oraz D_G. Zakłada się, że naprężenia nominalne są liniowe od powierzchni do punktu środkowego ramienia między przejściem czopa korbowego a przejściem czopa głównego w przypadku zginania i do środka czopa korbowego lub głównego w przypadku skręcania.

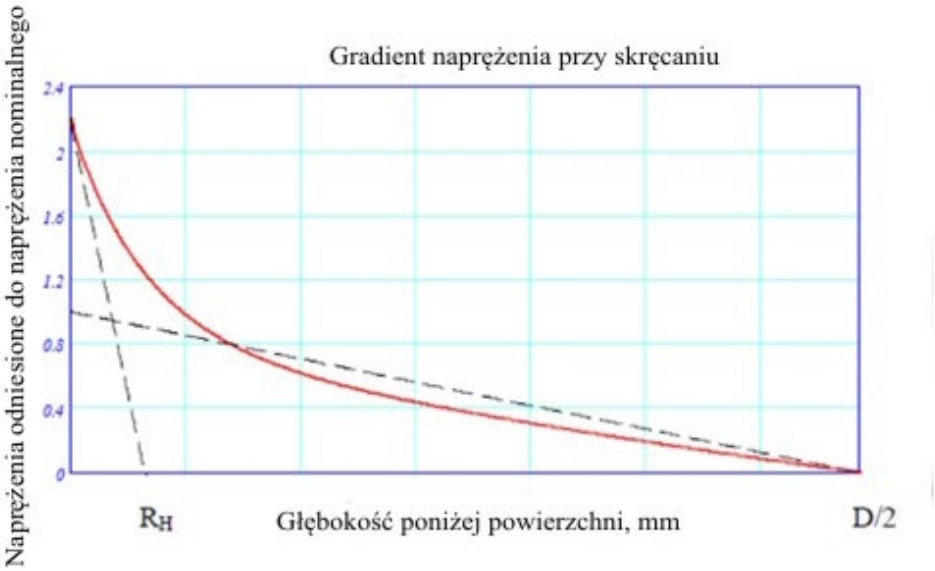
Miejscowe współczynniki spiętrzania naprężeń (**SCF**) są więc funkcjami głębokości, *t*, zgodnie z równaniem 3.1 jak pokazano na rys. 3.2 w przypadku zginania i odpowiednio w równaniu 3.2 i na rys. 3.3 w przypadku skręcania.

$$\alpha_{B-local} = (\alpha_B - 1) \cdot e^{\frac{-2 \cdot t}{R_H}} + 1 - \left(\frac{2 \cdot t}{\sqrt{W^2 + S^2}} \right)^{\frac{0.6}{\sqrt{a_B}}} \tag{3.1}$$

$$\alpha_{T-local} = (\alpha_T - 1) \cdot e^{\frac{-t}{R_H}} + 1 - \left(\frac{2 \cdot t}{D} \right)^{\frac{1}{\sqrt{a_T}}} \tag{3.2}$$



Rys. 3.2.
Współczynnik SCF przy zginaniu w łuku przejścia czopa korbowego w funkcji głębokości.
Odpowiadające współczynniki SCF dla łuku przejścia czopa głównego można ustalić poprzez zastąpienie R_H przez R_G.



Rys 3.3.
Współczynnik SCF przy skręcaniu w łuku przejścia czopa korbowego w funkcji głębokości.
Odpowiadające współczynniki SCF dla łuku przejścia czopa głównego można ustalić poprzez zastąpienie R_H przez R_G oraz D przez D_G

Jeśli czop jest jedynie utwardzany, a koniec strefy utwardzania znajduje się bliżej łuku przejścia niż trzy razy maksymalna głębokość hartowania, należy zastosować analizę elementów skończonych w celu określenia rzeczywistych naprężeń w strefie przejścia.

3.2 Ocena naprężeń w otworach wylotowych kanałów olejowych

Naprężenia w otworach wylotowych kanałów olejowych mogą być także ustalone za pomocą analizy elementów skończonych. Element poddany ocenie powinien być mniejszy niż 1/8 średnicy otworu wylotowego D_o oraz powinny być spełnione kryteria jakości siatki elementów skończonych, podane w Załączniku III. Siatka elementów powinna rozciągać się wyraźnie poza radialną głębokość odpowiadającą głębokości hartowania.

W analizie elementów skończonych zastosowano obciążenia takie jak moment skręcający – patrz Załącznik III p. 3.1 – oraz moment zginający przy zginaniu czteropunktowym jak podano w Załączniku III p. 3.2.

W przypadku gdy nie jest dostępna analiza elementów skończonych, można zastosować metodę uproszczoną. Może ona opierać się na empirycznie wyliczonych współczynnikach spiętrzania naprężeń (SCF) jak podano w IACS UR M53.3 w ważnym przedziale. Naprężenia zginające i skręcające w punkcie szczytowych naprężeń są połączone jak podano w IACS UR M53.5.

Rys. 3.4 pokazuje miejscowy spadek twardości w strefie przejścia między materiałem miękkim i twardym. Na wystąpienie tego spadku wpływ ma także temperatura odpuszczania po hartowaniu w procesie ulepszania cieplnego (QT).

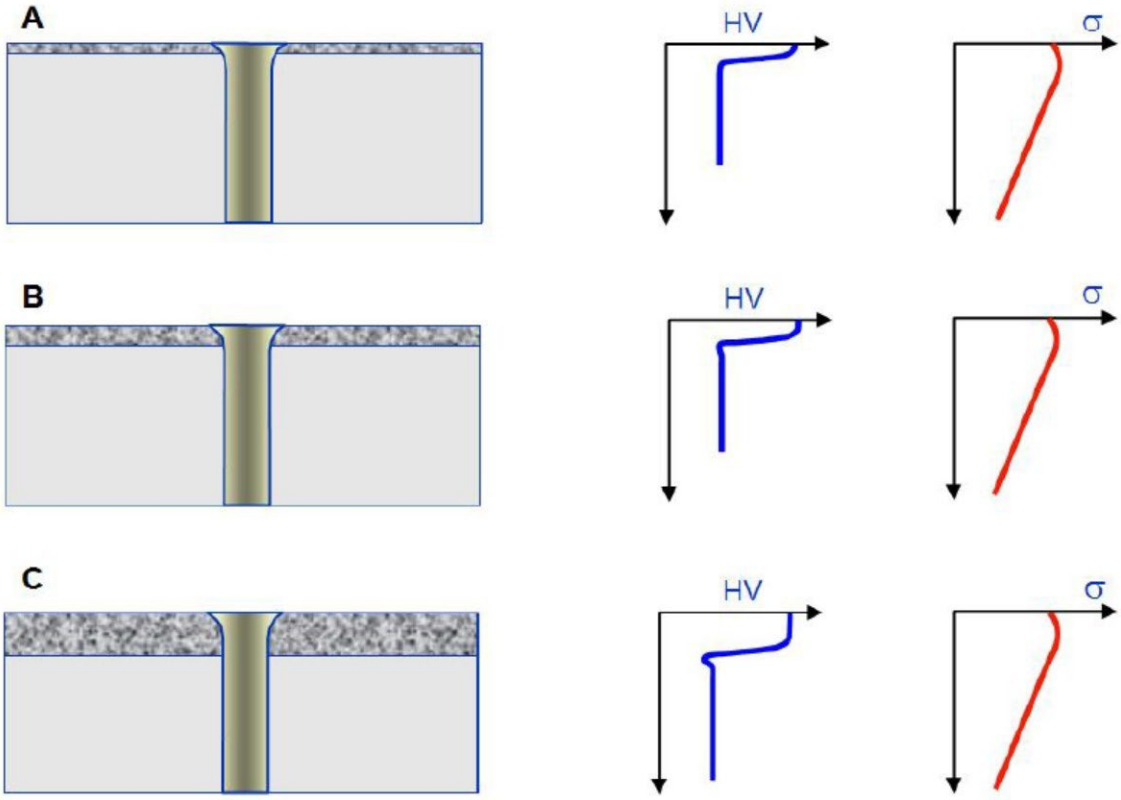
Naprężenie szczytowe w otworze wylotowym występuje na końcu zaokrąglania krawędzi. W strefie tej naprężenie spada niemal liniowo w kierunku środka czopa. Jak pokazuje rys. 3.4, dla hartowania płytkiego (A) oraz pośredniego (B) punkt przejścia praktycznie pokrywa się z punktem naprężeń maksymalnych. W przypadku hartowania głębokiego punkt przejścia występuje poza punktem naprężeń szczytowych, a naprężenie miejscowe może być ustalone jako część $(1 – 2tH/D)$ naprężeń szczytowych, gdzie tH oznacza głębokość hartowania.

Naprężenia w podpowierzchniowej strefie przejścia (przy zastosowaniu minimalnej głębokości hartowania) mogą być określone poprzez współczynniki spiętrzania naprężeń miejscowych wzdłuż osi prostopadłej do powierzchni otworu wylotowego. Funkcje te $\gamma_{B\text{-}local}$ oraz $\gamma_{T\text{-}local}$ mają różne kształty ze względu na różne gradienty naprężeń.

Współczynniki spiętrzania naprężeń γ_B oraz γ_T dotyczą powierzchni. Współczynniki spiętrzania naprężeń miejscowych (SCF) $\gamma_{B\text{-}local}$ oraz $\gamma_{T\text{-}local}$ spadają wraz ze wzrostem głębokości. Gradienty naprężeń względnych powierzchni zależą od rodzaju czynnika wzmacniającego naprężenia, ale w przypadku otworów olejowych czopów korbowych mogą być one uproszczone do $4/D_o$ przy zginaniu oraz $2/D_o$ przy skręcaniu. Współczynniki spiętrzania naprężeń miejscowych (SCF) są wówczas funkcjami głębokości t:

$$\gamma_{B-local} = (\gamma_B - 1) \cdot e^{\frac{-4 \cdot t}{D_o}} + 1 \tag{3.3}$$

$$\gamma_{T-local} = (\gamma_T - 1) \cdot e^{\frac{-2 \cdot t}{D_o}} + 1\,. \tag{3.4}$$



Rys. 3.4.
Naprężenia i twardość w otworach wylotowych kanałów olejowych utwardzanych indukcyjnie

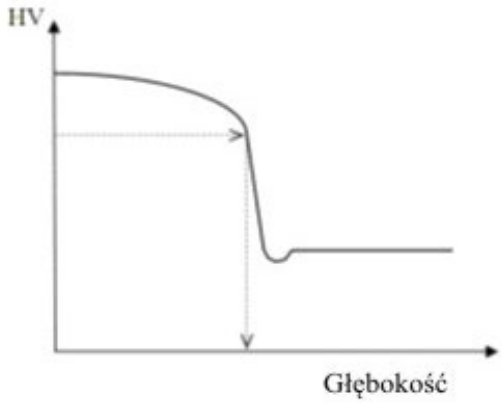
3.3 Kryteria akceptowalności

Akceptacja wałów korbowych oparta jest na aspektach zmęczeniowych. Dokument M53 porównuje zmienne naprężenia zredukowane oraz współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej ze współczynnikiem akceptowalności $Q \geq 1.15$ dla wylotów otworów olejowych, łuków przejść czopów korbowych oraz czopów głównych. Należy to rozszerzyć na obszary poddane obróbce powierzchniowej niezależnie od tego, czy badana jest strefa powierzchniowa, czy strefa przejścia.

4 Hartowanie indukcyjne

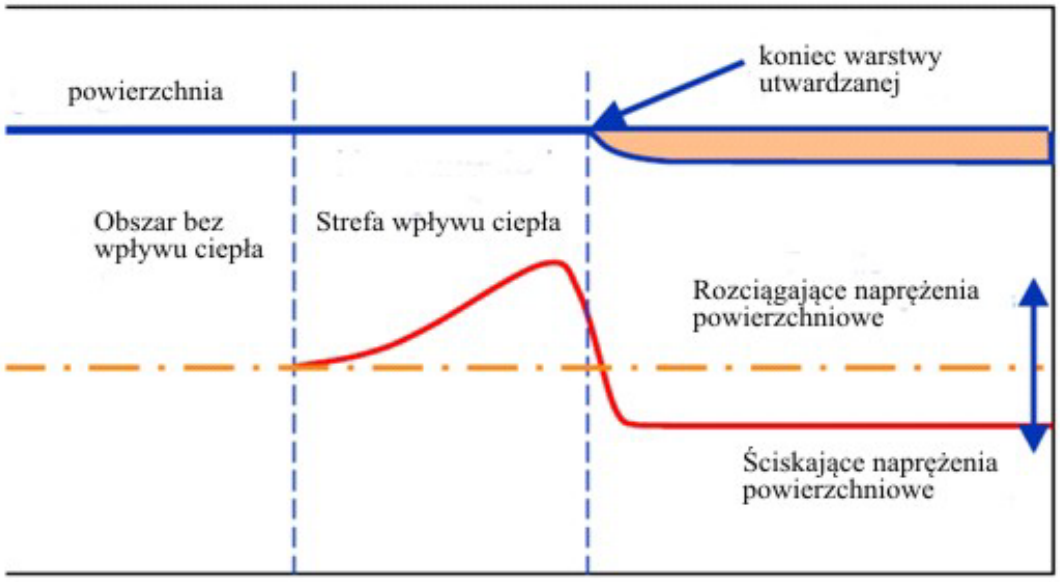
Specyfikacja hartowania powinna ogólnie podawać zakres twardości powierzchni, tj. wartości minimalne i maksymalne, zakres minimalny i maksymalny w łuku przejścia i na grubości łuku przejścia, a także głębokość minimalną i maksymalną po obwodzie przejścia. Przyjęto referencyjną twardość Vickers'a o wartości **HV0.5...HV5**.

Głębokość hartowania indukcyjnego określana jest jako głębokość, przy której twardość wynosi 80% podanej wartości minimum twardości powierzchniowej.



Rys. 4.1.
Typowa twardość jako funkcja głębokości. Strzałki wskazują określoną głębokość hartowania.
Należy zauważyć potencjalny spadek twardości na przejściu do rdzenia. Może to być słaby punkt, gdyż wytrzymałość miejscowa może być zmniejszona i mogą wystąpić ściskające naprężenia resztkowe.

W przypadku powadzenia jedynie hartowania czopów korbowych i głównych, należy określić minimalną odległość do łuku przejścia ze względu na naprężenie rozciągające w strefie wpływu ciepła, jak pokazano na rys. 4.2.



Rys. 4.2. Naprężenia resztkowe na powierzchni czopa i przejścia

Jeśli profil relacji twardości do głębokości oraz naprężenia resztkowe nie są znane lub nie zostały określone, można założyć następująco:
- profil twardości składa się z dwu warstw (patrz rys. 4.1):
- twardość stała od powierzchni do strefy przejścia,
- twardość stała od strefy przejścia do materiału rdzenia;
- naprężenia resztkowe w strefie twardości o wartości 200 MPa (ściskanie);

- twardość strefy przejścia jako 90% twardości rdzenia, chyba że nie wystąpił spadek twardości miejscowej;
- maksymalne naprężenia resztkowe strefy przejścia (von Mises) o wartości 300 MPa ściskania.

W przypadku gdy strefa utwardzana czopa korbowego lub głównego kończy się blisko łuku przejścia, należy uwzględnić wpływ naprężeń resztkowych rozciągających. Jeśli odległość minimum pomiędzy końcem rejonu hartowania a początkiem przejścia jest większa od potrójnej maksymalnej głębokości hartowania, wpływ ten może być pominięty.

4.1 Miejscowa wytrzymałość zmęczeniowa

Wały korbowe hartowane indukcyjnie będą podlegały zmęczeniu w strefie powierzchniowej lub na przejściu do rdzenia. Wytrzymałość zmęczeniową, zarówno dla strefy powierzchniowej, jak i dla strefy przejścia można określić poprzez próby zmęczeniowe wykorbień pełnowymiarowych, jak opisano w Załączniku IV. W przypadku strefy przejścia, zainicjowanie zmęczenia może wystąpić w strefie podpowierzchniowej (tzn. pod warstwą twardą) lub powierzchniowej, tam gdzie kończy się utwardzenie.

Próby prowadzone tylko na materiale rdzenia nie będą reprezentatywne, gdyż w strefie przejścia brak naprężeń resztkowych rozciągających.

Alternatywnie, można określić doświadczalnie powierzchniową wytrzymałość zmęczeniową stosując poniższy wzór, gdzie *HV* jest twardością powierzchniową Vickersa. Równanie 4.1 daje wartości zachowawcze, przez które wytrzymałość zmęczeniowa zakłada wpływ naprężeń resztkowych. Uzyskana wartość obowiązuje dla współczynnika naprężenia roboczego $R = -1$:

$$\sigma_{F\ \text{surface}} = 400 + 0{,}5(HV - 400) \quad \text{[MPa]}. \tag{4.1}$$

Należy zauważyć także, że wpływ średniego naprężenia stali hartowanych indukcyjnie może być znacznie wyższy niż w przypadku stali ulepszonych cieplnie.

Wytrzymałość zmęczeniową w strefie przejścia, bez uwzględniania ewentualnych miejscowych spadków twardości, należy określać za pomocą równania podanego w UR M53.6.

W przypadku przejść czopów głównych i odpowiednio czopów korbowych zastosowanie ma poniższy wzór:

$$\sigma_{F\ \text{transition},c\ \text{pin}} = \pm K \cdot (0{,}42 \cdot \sigma_B + 39{,}3) \cdot \left[0{,}264 + 1{,}073 \cdot Y^{-0{,}2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{\frac{1}{X}}\right] \tag{4.2}$$

gdzie:
$Y = D_G$ oraz $X = R_G$ dla łuku przejścia czopa głównego
$Y = D$ oraz $X = R_H$ dla łuku przejścia czopa korbowego
$Y = D$ oraz $X = D_o/2$ dla otworu wylotowego kanału olejowego.
W 4.2 nie został uwzględniony wpływ naprężeń resztkowych.

W celu uwzględnienia zmęczenia podpowierzchniowego pod warstwą utwardzoną należy uwzględnić negatywny wpływ naprężeń resztkowych rozciągających przez odjęcie 20% od określonej wyżej wartości. Wartość 20% oparta jest na wpływie średniego naprężenia stali stopowych ulepszanych cieplnie, posiadających naprężenia resztkowe rozciągające o wartości 300 MPa.

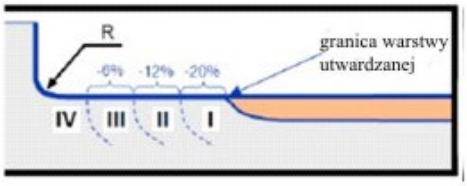
W przypadku gdy wiadomo, że naprężenia resztkowe są mniejsze, należy także zastosować mniejszą odejmowaną wartość. Dla stali o niskiej wytrzymałości dobrana wartość procentowa powinna być wyższa.

W celu uwzględnienia zmęczenia powierzchniowego w pobliżu końca strefy utwardzonej – tj. w strefie wpływu ciepła pokazanej na rys. 4.2 – wpływ naprężeń resztkowych rozciągających

można uwzględniać poprzez odjęcie określonego procentu, zgodnie z tabelą 4.1, od wartości określonej z powyższego wzoru.

Tabela 4.1
Wpływ naprężeń resztkowych rozciągających w danej odległości od granicy strefy utwardzonej w kierunku przejścia

I.	0 do 1.0 maks. głębokości utwardzania:	20%
II.	1.0 do 2.0 maks. głębokości utwardzania:	12%
III.	2.0 do 3.0 maks. głębokości utwardzania:	6%
IV.	3.0 lub więcej maks. głębokości utwardzania:	0%



5 Azotowanie

Specyfikacja hartowania powinna podawać zakres twardości powierzchni (minimalną i maksymalną) oraz głębokość minimalną i maksymalną. Rozpatrywane jest tylko azotowanie gazowe. Uznaje się, że referencyjna wartość twardości Vickersa wynosi **HV0.5**.

Głębokość hartowania określana jest w różny sposób w różnych normach i w literaturze fachowej. Najbardziej praktycznym sposobem stosowanym w tym kontekście jest określenie głębokości azotowania *tN* jako głębokości do twardości 50 *HV* powyżej twardości materiału rdzenia.

Profil hartowania należy określić na całym odcinku do rdzenia. Jeśli nie jest on znany, może być określony empirycznie za pomocą następującego wzoru:

$$HV(t) = HV_{core} + \left(HV_{surface} - HV_{core}\right) \cdot \left(\frac{50}{HV_{surface} - HV_{core}}\right)^{\left(\frac{t}{t_N}\right)^2} \tag{5.1}$$

gdzie:

t	=	głębokość miejscowa,
HV(t)	=	twardość na głębokości *t*,
HVcore	=	twardość rdzenia (minimalna),
HVsurface	=	twardość powierzchni (minimalna),
tN	=	głębokość azotowania, określona powyżej (minimalna).

5.1 Miejscowa wytrzymałość zmęczeniowa

Należy zauważyć, że w przypadku wałów poddanych azotowaniu zmęczenie występuje na powierzchni lub na przejściu do rdzenia. Oznacza to, że wytrzymałość zmęczeniowa może być określona za pomocą prób, jak opisano w Załączniku IV.

Alternatywnie, powierzchniowa wytrzymałość zmęczeniowa (naprężenie główne) może być określona doświadczalnie i w sposób tradycyjny, jak podano niżej. Ma to zastosowanie do twardości powierzchniowej nie mniejszej od 600 *HV.*

$$\sigma_{Fsurface} = 450 \text{ [MPa]} \tag{5.2}$$

Zakłada się, że ta wytrzymałość zmęczeniowa uwzględnia wpływ powierzchniowego naprężenia resztkowego i dotyczy współczynnika naprężenia roboczego $R = -1$.

Wytrzymałość zmęczeniowa w strefie przejścia może być określona równaniem podanym w UR M53.6. W przypadku czopów korbowych i odpowiednio czopów głównych zastosowanie ma poniższe równanie:

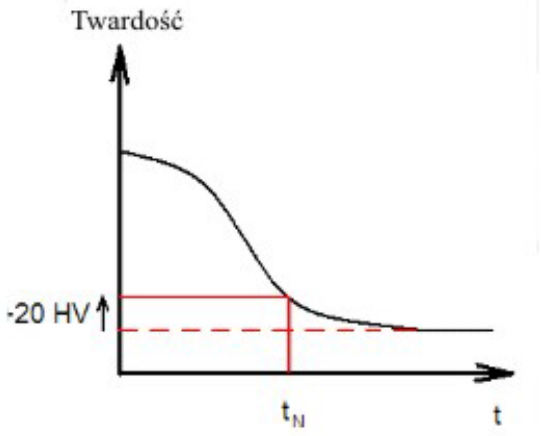
$$\sigma_{F\ \text{transition},c\ \text{pin}} = \pm K \cdot (0{,}42 \cdot \sigma_B + 39{,}3) \cdot \left[0{,}264 + 1{,}073 \cdot Y^{-0{,}2} + \frac{785-\sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{\frac{1}{X}}\right] \qquad (5.3)$$

gdzie:
$Y = D_G$ oraz $X = R_G$ dla łuków przejść czopów głównych,
$Y = D$ oraz $X = R_H$ dla łuków przejść czopów korbowych,
$Y = D$ oraz $X = D_o/2$ dla otworów wylotowych kanałów olejowych.

Należy zauważyć, że ta wytrzymałość zmęczeniowa z założenia nie uwzględnia wpływu naprężeń resztkowych.

W przeciwieństwie do utwardzanych indukcyjnie komponenty azotowane nie mają tak wyraźnego przejścia do rdzenia. Mimo że naprężenia resztkowe ściskające na powierzchni są wysokie, równoważące naprężenia rozciągające w rdzeniu są umiarkowane ze względu na niewielką głębokość. W celu analizy zmęczenia podpowierzchniowego można nawet pominąć negatywny wpływ naprężeń resztkowych rozciągających w obrębie strefy przejścia i poniżej niej ze względu na łagodny obwód profilu twardości azotowanej.

Mimo że z zasady obliczenia powinny być prowadzone wzdłuż całego profilu strefy twardej, można to ograniczyć do uproszczonego podejścia badania powierzchni i umownego punktu przejścia. Ten umowny punkt przejścia może być przyjęty na głębokości, na której wartość twardości miejscowej wynosi w przybliżeniu 20 *HV* powyżej twardości rdzenia. W takim przypadku należy stosować własności materiału rdzenia. Oznacza to, że naprężenia w strefie przejścia do rdzenia mogą być określone przez zastosowanie miejscowego współczynnika spiętrzenia naprężeń (SCF), podanego wcześniej, przy wprowadzeniu *t* =1.2 *tN*.



Rys. 5.1. Schemat umiejscowienia umownego punktu przejścia w kierunku głębokości

6 Formowanie na zimno

Zaletą młotkowania lub walcowania na zimno przejść jest naprężenie resztkowe ściskające, powstające w rejonie wysoko obciążonym. Mimo że naprężenie resztkowe powierzchniowe może być określone przez zastosowanie techniki dyfrakcji promieniowania rentgenowskiego, a naprężenia resztkowe podpowierzchniowe mogą być określone metodą dyfrakcji neutronowej, miejscowa wytrzymałość zmęczeniowa nie może być określona na tej podstawie ze względu na to, że mało znane są odpowiednie i wiarygodne wzory na korelacje.

W związku z tym, wytrzymałość zmęczeniowa musi być określana poprzez próby zmęczeniowe, patrz także Załącznik IV. Próby takie są normalnie wykonywane jako zginanie czteropunktowe, przy współczynniku naprężenia roboczego $R = -1$. Z tych wyników wytrzymałość zmęczeniowa

na zginanie, powierzchniowa lub podpowierzchniowa, w zależności od rodzaju powstawania uszkodzenia, może być określona i wyrażona jako reprezentatywna wytrzymałość zmęczeniowa dla zastosowanego zginania w przejściu.

W porównaniu ze zginaniem, wytrzymałość zmęczeniowa na skręcanie przejścia może znacznie różnić się od współczynnika $\sqrt{3}$ (stosowanego w kryterium von Misesa). Głębokość, na którą ma wpływ formowanie, która wystarczy do zapobiegania zmęczeniu podpowierzchniowemu w zginaniu, może nadal umożliwiać zmęczenie podpowierzchniowe w skręcaniu. Inną możliwą przyczyną tej różnicy między zginaniem a skręcaniem może być poszerzenie obszaru poddanego wysokim naprężeniom.

Wyniki uzyskane podczas próby pełnowymiarowego wykorbienia mogą być zastosowane do innego rozmiaru korby, jeśli materiał podstawowy (stal stopowa ulepszona cieplnie – Q+T) jest podobnego typu oraz gdy formowanie jest tak wykonane, aby uzyskać podobne wartości naprężeń resztkowych ściskających na powierzchni oraz na grubości. Oznacza to, że zarówno zakres, jak i głębokość formowania na zimno, musi być proporcjonalna do promienia przejścia.

6.1 Młotkowanie przy użyciu kuli

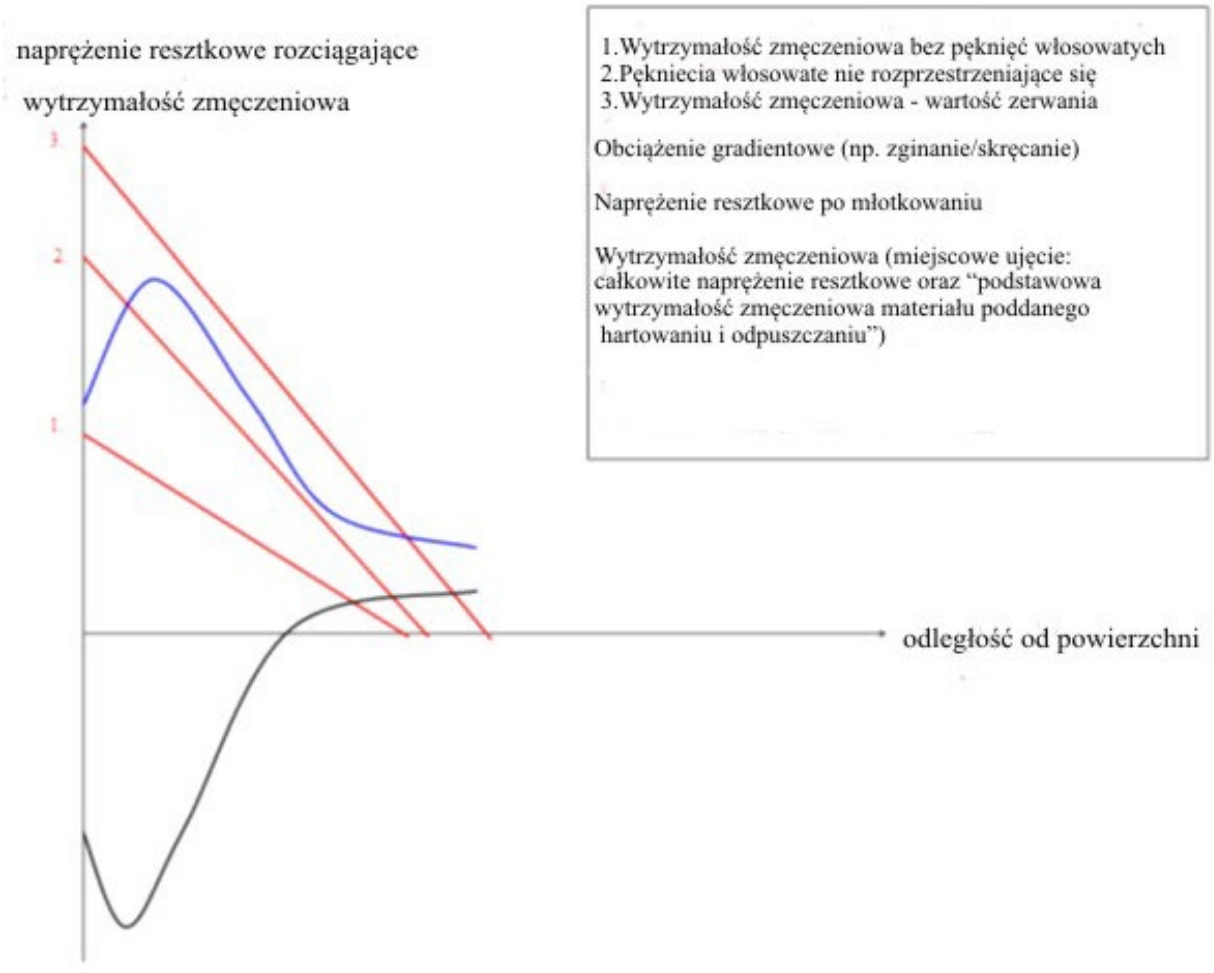
Uzyskana wytrzymałość zmęczeniowa może być udokumentowana za pomocą prób pełnowymiarowych wykorbień lub poprzez metody doświadczalne, stosowane dla pewności. Jeśli zostały zbadane zarówno wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie, jak i na skręcanie, a ich wartości różnią się od współczynnika $\sqrt{3}$, należy wyłączyć kryterium von Misesa.

Jeśli zbadano jedynie wytrzymałość zmęczeniową na zginanie, wytrzymałość zmęczeniowa na skręcanie powinna być określona metodami tradycyjnymi. Jeśli ustalono, że wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie wynosi x% powyżej wytrzymałości zmęczeniowej materiału niepoddanemu młotkowaniu, należy założyć, że wytrzymałość zmęczeniowa na skręcanie nie jest większa niż 2/3 z x% wartości w przypadku materiału niepoddanemu młotkowaniu.

W wyniku procesu młotkowania wartość maksymalna naprężenia resztkowego ściskającego stwierdzana jest w rejonie podpowierzchniowym. Dlatego, w zależności od obciążenia próby zmęczeniowej i gradientu naprężenia, jest możliwe, że wartości naprężeń roboczych powierzchniowych są wyższe od wartości miejscowej wytrzymałości zmęczeniowej powierzchni. W związku z tym zjawiskiem podczas prób zmęczeniowych mogą pojawiać się małe pęknięcia, które nie będą mogły się rozpowszechniać w kolejnych cyklach obciążeń i/lub po kolejnych niewielkich wzrostach obciążenia próbnego ze względu na profil naprężenia resztkowego ściskającego. Wysokie naprężenia resztkowe ściskające pod powierzchnią zatrzymują małe pęknięcia powierzchniowe. Pokazuje to rys. 6.1 w postaci obciążenia gradientu 2.

W przypadku prób zmęczeniowych pełnowymiarowych wałów korbowych, te małe pęknięcia włosowate nie powinny być uznawane jako wady. Pęknięcie, które jest technicznie pęknięciem zmęczeniowym prowadzącym do wady i które powoduje zamknięcie stanowiska prób, powinno być uwzględniane w obliczeniach poziomu obciążenia wadliwego. Ma to zastosowanie także, gdy łuki przejść hartowane indukcyjnie są poddawane młotkowaniu.

W celu poprawienia wytrzymałości zmęczeniowej łuków przejść hartowanych indukcyjnie możliwe jest zastosowanie procesu młotkowania przejść wałów po ich hartowaniu indukcyjnym i odpuszczaniu do wymaganej twardości powierzchni. W tym przypadku może być niezbędne dostosowanie siły młotkowania do twardości warstwy powierzchniowej, a nie do wytrzymałości na rozciąganie materiału podstawowego. Skutek hartowania indukcyjnego oraz młotkowania łuków przejść na wytrzymałość zmęczeniową należy określać poprzez próbę pełnowymiarowego wału korbowego.



Rys. 6.1.
Naprężenia robocze i resztkowe pod powierzchnią poddaną młotkowaniu.
Linie proste 1…3 reprezentują rożne możliwe gradienty naprężeń obciążenia.

6.1.1 Stosowanie uzyskanych wyników do obliczeń podobnych wałów korbowych

Zwiększenie wytrzymałości zmęczeniowej uzyskane przez zastosowanie młotkowania może zostać wykorzystane do obliczania innego podobnego wału korbowego, jeśli spełnione są wszystkie z poniższych kryteriów:

- rozmiar kuli odpowiada promieniowi przejścia w granicach ±10% w porównaniu z wałem poddanym próbie;
- zastosowano co najmniej ten sam zakres obwodowy młotkowania;
- kątowy zakres obwodu łuku przejścia odpowiada promieniowi przejścia w granicach ±15% w porównaniu z wałem poddanym próbie i umieszczony jest tak, aby uwzględnić spiętrzenie naprężeń w czasie działania silnika;
- podobny jest materiał podstawowy, np. stal stopowa ulepszona cieplnie – Q + T;
- przedni ślad kuli jest proporcjonalny do promienia;
- siła przyłożona do kuli jest proporcjonalna do twardości materiału podstawowego (w przypadku gdy się różnią);
- siła przyłożona do kuli jest proporcjonalna do kwadratu promienia kuli.

6.2 Walcowanie na zimno

Wytrzymałość zmęczeniową można określić poprzez próby pełnowymiarowych wykorbień oraz metodami doświadczalnymi, jeśli są one stosowane dla pewności. Jeśli zbadano zarówno wytrzymałość zmęczeniową na zginanie, jak i na skręcanie i różnią się one od współczynnika $\sqrt{3}$, należy wyłączyć kryterium von Misesa.

Jeśli zbadano jedynie wytrzymałość zmęczeniową na zginanie, wytrzymałość zmęczeniowa na skręcanie powinna być określona metodami tradycyjnymi. Jeśli ustalono, że wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie wynosi x% powyżej wytrzymałości zmęczeniowej materiału niepoddanemu walcowaniu, należy założyć, że wytrzymałość zmęczeniowa na skręcanie nie jest większa niż 2/3 z x% wartości materiału niepoddanemu walcowaniu.

6.2.1 Stosowanie uzyskanych wyników do obliczeń podobnych wałów korbowych

Zwiększenie wytrzymałości zmęczeniowej uzyskane przez zastosowanie walcowania na zimno może zostać wykorzystane do obliczania innego podobnego wału korbowego, jeśli spełnione są wszystkie z poniższych kryteriów:

- zastosowano co najmniej ten sam zakres obwodowy walcowania na zimno;
- kątowy zakres obwodu łuku przejścia odpowiada promieniowi przejścia z tolerancją ±15%, w porównaniu z wałem poddanym próbie i umieszczony jest tak, aby uwzględnić spiętrzenie naprężeń w czasie działania silnika;
- podobny jest materiał podstawowy, np. stal stopowa ulepszona cieplnie – Q+T;
- siłę walcowania należy określić tak, aby uzyskać co najmniej tą samą względną (do promienia przejścia) grubość obróbki.

ZAŁĄCZNIK VI

Wytyczne dotyczące obliczania współczynników spiętrzania naprężeń otworów wylotowych kanałów olejowych wałów korbowych poprzez wykorzystanie metody elementów skończonych

Treść

1 Postanowienia ogólne 56

2 Wymagania dotyczące modelu 56
2.1 Zalecenia dotyczące podziału na elementy skończone (siatki elementów) 57
2.2 Materiał 57
2.3 Kryteria jakości siatki elementów skończonych 57
2.3.1 Kryterium naprężeń głównych 57
2.3.2 Kryterium uśrednionych i nieuśrednionych naprężeń 57

3 Przypadki obciążeń i ocena naprężenia 58
3.1 Skręcanie 58
3.2 Zginanie 59

1 Postanowienia ogólne

Celem analizy opisanej w tym dokumencie jest zastąpienie analitycznych obliczeń współczynnika spiętrzania naprężeń (SCF) w otworze wylotowym kanału olejowego obliczeniami prowadzonymi z użyciem odpowiedniej metody elementów skończonych (FEM). Metoda analityczna jest oparta na wzorach empirycznych sformułowanych na podstawie pomiarów tensometrycznych lub pomiarów fotoelastyczności różnych prętów okrągłych. Metoda elementów skończonych jest bardzo zalecana ze względu na to, że stosowanie wzorów analitycznych poza jakimikolwiek zakresami ważności może prowadzić do błędnych wyników.

Wyznaczone zgodnie z zasadami podanymi w niniejszym dokumencie współczynniki spiętrzenia naprężeń są zdefiniowane jako stosunek naprężeń obliczonych z zastosowaniem MES do naprężeń nominalnych obliczonych analitycznie. W związku ze stosowaniem obecnej metody w IACS UR M53 należy obliczyć naprężenia podstawowe.

Należy przeprowadzić liniową analizę odkształceń sprężystych metodą elementów skończonych, a dla wszystkich przypadków obciążeń należy stosować obciążenia jednostkowe odpowiedniej wielkości.

Zalecane jest sprawdzanie dokładności doboru elementów skończonych w zastosowanym oprogramowaniu FEM, np. poprzez zbudowanie modelu o prostym kształcie i porównanie wartości naprężeń otrzymanych metodą elementów skończonych z wartościami obliczonymi metodą analityczną.

Zamiast MES może być zastosowana metoda elementów brzegowych (MEB).

2 Wymagania dotyczące modelu

Podstawowe zalecenia i założenia dotyczące sposobu budowania modelu MES są przedstawione w 2.1. Ostateczny model MES powinien spełniać jedno z wymagań określonych w 2.3.

2.1 Zalecenia dotyczące podziału na elementy skończone (siatki elementów)

Aby spełnić kryteria jakości modelu, zaleca się zbudowanie modelu MES w celu oceny współczynników spiętrzenia naprężeń, zgodnie z następującymi wymaganiami:

- Model składa się jednego pełnego wykorbienia, od osi środkowej łożyska głównego do osi środkowej łożyska głównego po przeciwnej stronie wykorbienia.
- Rodzaje elementów użytych w sąsiedztwie wylotów otworów:
  - 10-węzłowe elementy czworościenne;
  - 8-węzłowe elementy sześciościenne;
  - 20-węzłowe elementy sześciościenne.
- Właściwości siatki w rejonie wylotu otworu olejowego:
  - wielkość największego elementu $a = r/4$ w całym zaokrąglonym łuku przejścia oraz w kierunku obwodowym. (Przy zastosowaniu 8-węzłowych elementów sześciościennych należy przyjmować nawet mniejszą wielkość elementów, aby spełnić kryteria jakościowe).
- Zalecany sposób określania wielkości elementu w kierunku głębokości w miejscu łuku przejścia:
  - grubość pierwszej warstwy równa wielkości a elementu,
  - grubość drugiej warstwy równa wielkości $2a$ elementu,
  - grubość trzeciej warstwy równa wielkości $3a$ elementu.
- Generalnie pozostała część wykorbienia powinna być odpowiednia dla zapewnienia stabilności numerycznej pakietu oprogramowania użytego do obliczeń.
- Nawiercenia i otwory ulżeniowe należy zamodelować.

Może być zastosowane modelowanie przy pomocy sub-elementów, pod warunkiem że będą spełnione wymagania zastosowanego oprogramowania.

2.2 Materiał

UR M53 nie uwzględnia takich właściwości materiału jak moduł Younga (E) i liczba Poissona (ν). W analizie MES takie parametry materiałowe są wymagane, gdyż najpierw oblicza się odkształcenie i na jego podstawie naprężenia, do czego potrzebne są moduł Younga i liczba Poissona. Należy stosować wiarygodne wartości parametrów materiałowych, zaczerpnięte z literatury lub pomierzone dla reprezentatywnych próbek materiału.

Dla stali zaleca się: $E = 2{,}05 \times 10^5$ MPa oraz $\nu = 0{,}3$.

2.3 Kryteria jakości siatki elementów skończonych

Jeżeli przyjęty element siatki nie spełnia któregokolwiek z poniższych warunków w obszarze badanym w celu określenia współczynnika spiętrzenia naprężeń, należy wykonać ponowne obliczenia dla poprawionej siatki.

2.3.1 Kryterium naprężeń głównych

Jakość siatki należy zapewnić sprawdzając składową naprężeń prostopadłą do powierzchni promienia otworu wylotowego kanału olejowego.

Dla naprężeń głównych σ_1, σ_2 oraz σ_3 musi byś spełniony następujący warunek:

$$\min(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) < 0{,}03 \cdot \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$$

2.3.2 Kryterium uśrednionych i nieuśrednionych naprężeń

Kryterium to opiera się na obserwacji nieciągłości wyników obliczeń wartości naprężeń w elementach siatki w miejscu zaokrąglonego łuku przejścia przy obliczaniu współczynnika spiętrzenia naprężeń.

Nieuśrednione wyniki obliczeń naprężeń w węzłach dla każdego elementu siatki połączonego z węzłem powinny różnić się mniej niż o 5% w stosunku do 100% uśrednionych wyników naprężeń węzłowych w tym węźle w badanym miejscu.

3 Przypadki obciążeń i ocena naprężenia

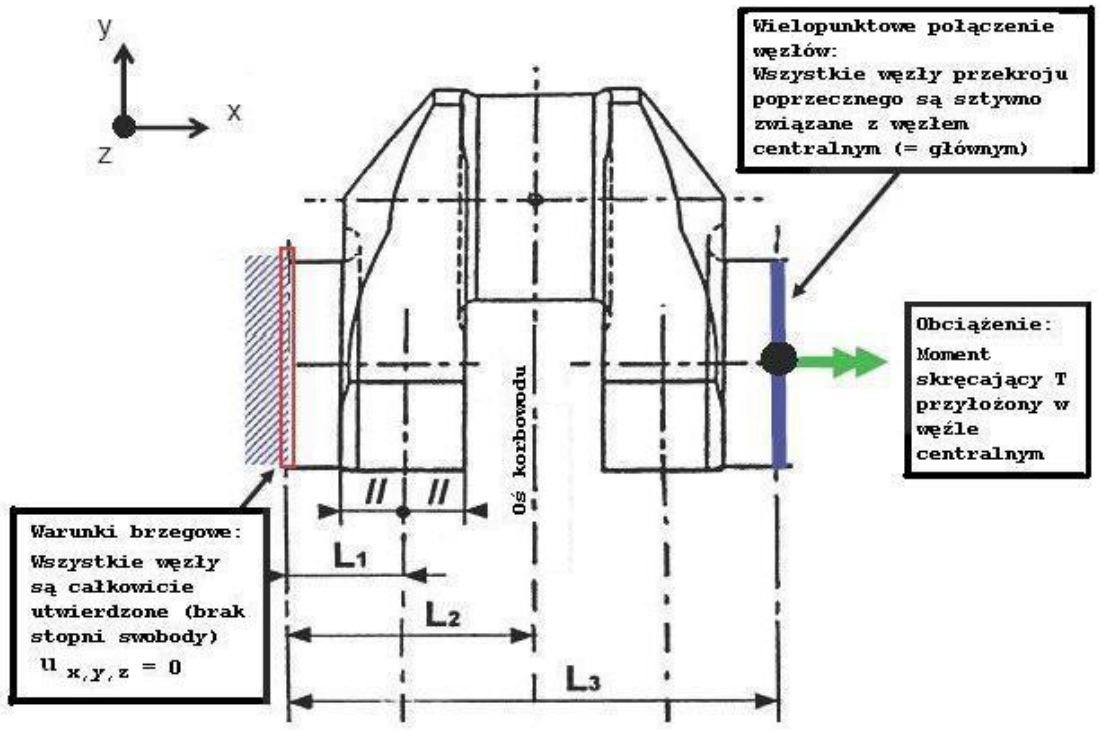
Aby zastąpić wyznaczone analitycznie, zgodnie z UR M53, współczynniki spiętrzenia naprężeń należy wykonać obliczenia dla następujących przypadków obciążenia.

3.1 Skręcanie

Badana konstrukcja jest poddana czystemu skręcaniu. W modelu tym na przekrojach końcowych (licach) zakłada się płaskość powierzchni.

Moment skręcający jest przyłożony w węźle centralnym znajdującym się w osi wału korbowego. Węzeł ten działa jako węzeł główny o 6 stopniach swobody i jest sztywno połączony z wszystkimi węzłami na przekroju końcowym (licu) wału.

Warunki brzegowe i warunki obciążenia dotyczą zarówno silników rzędowych, jak i widlastych.



Rys. 3.1. Warunki brzegowe i warunki obciążeń dla przypadku skręcania

We wszystkich węzłach otworu wylotowego naprężenia główne są wyodrębnione, a maksymalna wartość została przyjęta do obliczania SCF:

$$\gamma_T = \frac{\max\left(|\sigma_1|,|\sigma_2|,|\sigma_3|\right)}{\tau_N}$$

gdzie nominalne naprężenie skręcające τ_N odnoszące się do czopa korbowego jest obliczane według M53.2.2.2 przy obciążeniu momentem skręcającym T:

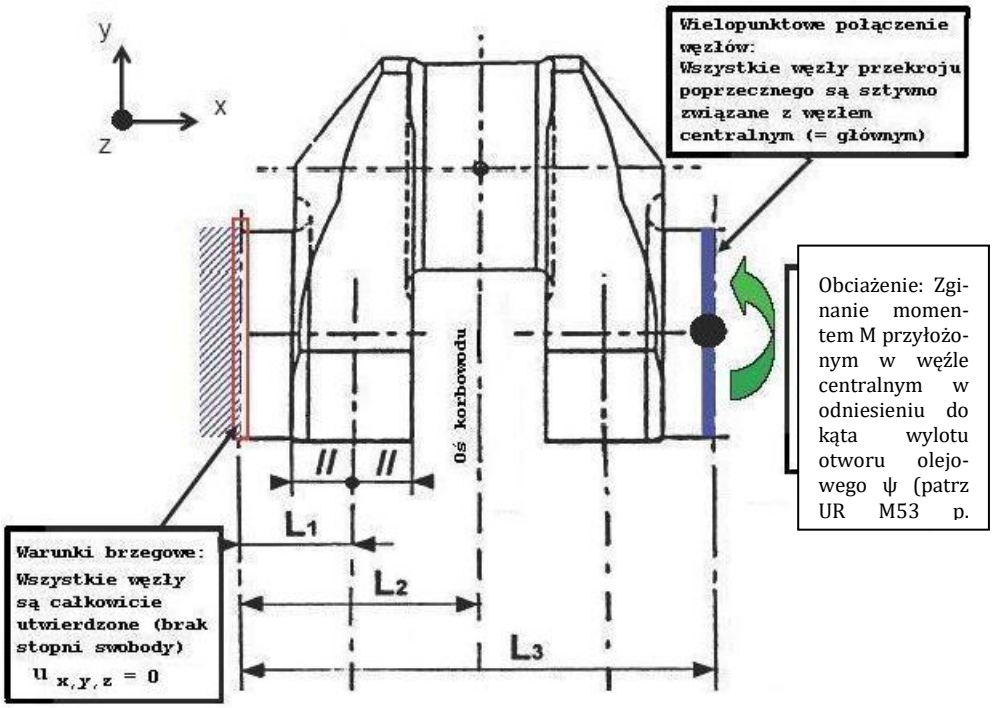
$$\tau_N = \frac{T}{W_p}.$$

3.2 Zginanie

Badana konstrukcja jest poddana czystemu zginaniu. W modelu tym w przekrojach końcowych (licach) zakłada się płaskość powierzchni.

Moment zginający jest przyłożony w węźle centralnym znajdującym się w osi wału korbowego. Węzeł ten działa jako węzeł główny o 6 stopniach swobody i jest sztywno połączony z wszystkimi węzłami na przekroju końcowym (licu) wału.

Warunki brzegowe i warunki obciążenia dotyczą zarówno silników rzędowych, jak i widlastych.



Rys. 3.2. Warunki brzegowe i warunki obciążenia dla przypadku czystego zginania.

We wszystkich węzłach wylotu otworu olejowego naprężenia główne są wyodrębnione, a największa wartość przyjmowana jest do obliczeń współczynnika spiętrzenia naprężeń (SCF).

$$\gamma_B = \frac{\max\left(|\sigma_1|,|\sigma_2|,|\sigma_3|\right)}{\sigma_N}.$$

Naprężenia nominalne σ_N w odniesieniu do czopa korbowego oblicza się, zgodnie z punktem 2.1.2.1 z dokumentu M53, dla momentu zginającego M:

$$\sigma_N = \frac{M}{W_e}.$$

Wykaz zmian obowiązujących od 1 styczeń 2021 r.

Pozycja	*Tytuł/Temat*	*Źródło*
Załącznik. IV pkt 4.3	Zmiana wynikająca z poprawki w UR M53	UR M53 (Rev.4 Aug 2019)
	Drobne korekty redakcyjne w treści	